

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční inovace na rámu návěsu

Design Innovation on Frame of Semi Trailer

Student:

David Pacák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **David Pacák**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Konstrukční inovace na rámu návěsu**
Design Innovation on Frame of Semi Trailer
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Na rámu návěsu značky Panav NVC proveďte konstrukční inovaci, jejímž cílem bude použití tohoto návěsu jak pro dvacetistopé, tak pro čtyřicetistopé kontejnery. Délka návěsu se bude přizpůsobovat velikosti aktuálně převáženého kontejneru. Proveďte variantní řešení a pro vybranou konstrukci zpracujte podrobný 3D model a výkresovou dokumentaci (rozsah upřesní vedoucí práce). Vytipujte kritické uzly a zkontrolujte je výpočtem.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015
Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne : 16.5. 2016



David Pacák

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 16.5. 2016



David Pacák

Nádražní 314

Senice na Hané

783 45

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PACÁK, D. Konstrukční inovace na rámu návěsu: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 56 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

V této bakalářské práci je řešena konstrukční úprava na rámu návěsu, který umožňuje převážet lodní kontejnery o délce 20 a 40 stop. Úprava se provádí z důvodu lepší využitelnosti stávajícího rámu a tudíž i celého návěsu. V úvodu jsou rozděleny všechny, nákladní přípojná vozidla. Další část je zaměřena na konstrukční řešení variabilní délky rámu, která je řešena pomocí výsuvného portálu. Součástí je i pevnostní analýza a návrh pohonu portálu. Následující kapitoly jsou zaměřeny na konstrukční řešení odstavných nohou, což zahrnuje návrh převodového mechanismu, pohybového šroubu a pevnostní kontrola ložisek a hřídelů.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PACÁK, D. Design Innovation on Frame of Semi Trailer: Bachelor Thesis. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Producton Machines and Design, 2016, 56 pg. Thesis head: Kubín, T.

In this bachelor thesis is solved design innovation on semi-trailer frame, which is able to transport ship containers lengths 20 and 40 feet. The reason of these upgrade is better availability of the original frame, which means whole semitrailer. The introduction contains divide of trailers. The next part is focused on design solution of variability of length, which is solved by extensible portal. The part of these chapter is stress analysis and propulsion of these portal. The next chapters are focused on design solution of trailer landing gear (mechanical support), which contains engineering design of these transmission, motion screw and strength test of shafts and bearings.

Obsah

	strana
1 Typy přípojných vozidel v nákladní dopravě	11
1.1 Valníková vozidla.....	11
1.2 Sklápěcí vozidla.....	12
1.3 Podvalníky.....	13
1.4 Kontejnerová vozidla.....	13
1.5 Typy lodních kontejnerů.....	14
1.6 Současný stav	16
2 Popis konstrukce a provedené úpravy	17
2.1 Konstrukce rámu	18
2.2 Provedené úpravy a inovace	19
2.3 Výsuvný portál	25
2.4 Mechanismus odstavných podpěr.....	26
2.5 Náprava.....	27
3 Pevnostní analýza, návrhové a kontrolní výpočty	29
3.1 Hydraulický pohon portálu.....	36
3.2 Výpočet mechanismu odstavných podpěr	38
4 Závěr	51
5 Seznam použité literatury	52

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
C_o	Statická únosnost ložiska	[N]
F	Zatěžující síla	[N]
F_{AX}	Axiální síla	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
F_{NAPR}	Síla působící na všechny nápravy	[N]
F_{NOH}	Síla působící na odstavné nohy	[N]
F_o	Osová síla ve šroubu	[N]
F_{RAD}	Radiální síla	[N]
F_s	Síla na páce	[N]
F_t	Valivý odpor	[N]
F_v	Výsledná síla	[N]
G	Tíhová síla	[N]
L	Celková délka nosníku	[mm]
M	Moment	[N.m]
M_{\uparrow}	Zvedací moment	[N.m]
M_{IDEAL}	Moment ideální	[N.m]
M_k	Krouticí moment	[N.m]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[N.m]
$M_{Z\uparrow}$	Moment potřebný ke zvednutí břemene	[N.m]
P	Rozteč	[mm]
P_h	Stoupání závitu	[mm]

R_{AY}	Radiální reakce v bodě A	[N]
R_{BX}	Axiální reakce v bodě B	[N]
R_{BY}	Radiální reakce v bodě B	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
a	Délka ramena	[mm]
b	Vzdálenost mezi podporami	[mm]
d	Velký průměr závitu	[mm]
d_{1z}	Roztečný průměr pastorku ozubeného kola	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_{2z}	Roztečný průměr věnce ozubeného kola	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
d_m	Střední roztečný průměr kuželového kola	[mm]
d_p	Průměr čepu	[mm]
f_z	Součinitel tření v závitu	[mm]
h	Výška matice	[mm]
i	Počet prvků	[-]
k	Bezpečnost k mezi kluzu	[-]
k_s	Součinitel bezpečnosti	[-]
l_s	Činná délka šroubu	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
p	Tlak	[Pa]
p_{dov}	Dovolený tlak	[MPa]
r_p	Poloměr kliky	[mm]

r_s	Poloměr tření	[mm]
r_v	Poloměr válečku	[mm]
u	Převodový poměr	[-]
z	Počet zubů	[-]
α	Úhel profilu ozubení	[°]
β	Vrcholový úhel závitu	[°]
β_k	Bezpečnost	[-]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
η_{\uparrow}	Účinnost při zvedání	[-]
ξ	Součinitel valivého odporu	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
Υ	Úhel stoupání závitu	[-]
$\varphi`$	Úhel tření v závitové drážce	[-]

Úvod

Doprava a transport materiálu je dnes již nedílnou součástí průmyslu. K těmto účelům se používají různá technická zařízení, které tento proces usnadňují. Proto je předmětem méjí bakalářské práce konstrukční inovace na již existujícím rámu návěsu, který bude přizpůsoben těmto přepravním procesům.

Tento rám je součástí celku, který se nazývá návěs. Návěs je nemotorové přípojné vozidlo, u kterého je část hmotnosti přenášena na tahač návěsu. V současné době se návěsy používají v nákladní silniční dopravě k různým transportním účelům, protože nabízí velkou ložnou plochu a velkou užitečnou hmotnost. Jedním z těchto logistických účelů je také přeprava lodních kontejnerů. Lodní kontejnery existují v délkových variantách 20, 30, 40 a 45 stop.

V mé práci se budu zabývat konstrukčními úpravami rámu. Hlavní myšlenkou je navrhnout variabilní část rámu pro převoz 20 a 40 ft. kontejnerů. V dalších částech se budu zabývat pevnostní analýzou vybraných součástí a návrhovým výpočtem mechanismu odstavných nohou. Cílem je vytvořit kompletní 3D model vozu, tvorba výkresové dokumentace vybraných komponent a textová část.

Vzorem k mému projektu je již existující rám návěsu z portfolio firmy Panav, a.s., která se zabývá výrobou těchto návěsů. Zde jsem také získal potřebné podklady a informace ke zpracování tohoto projektu.

1 Typy přípojných vozidel v nákladní dopravě

Přívěsy a návěsy se řadí do kategorie přípojných nemotorových vozidel. Přípojně vozidlo je v oboru silničních vozidel souhrnné označení přívěsů a návěsů. Po připojení návěsu k tahači se z vozidel stane jízdní souprava [1].

1.1 Valníková vozidla

Existují v široké škále provedení a splňují požadavky dopravců pro převoz standartního paletovaného nebo volně uloženého nákladu [1].

Tuto skupinu lze dále rozdělit:

1. Valníkové návěsy
2. Valníkové točnicové přívěsy
3. Valníkové tandemové přívěsy
4. Valníkové nástavby
5. Speciální valníková vozidla
- 6.

Valníkové návěsy

Konstrukce karoserie těchto návěsů je ocelová žebřinová. Rám je svařovaný I profil s proměnnou výškou profilu. Podlaha vozu je z vodovzdorné tvrzené překližky s proti skluzovou úpravou. Střecha návěsu může být pevná nebo shrnovací. Celková délka je 13,5 m a výška je 4 metry. Jsou vhodné zejména pro přepravu rovnoměrně rozloženého kusového nebo paletizovaného nákladu [1].



Obr. 1 Valníkový sklápěcí návěs [2]

Valníkové točnicové přívěsy

U všech typů valníkových přívěsů je možnost shrnovací plachty, otevřené karoserie nebo třístranné shrnovací plachty. Délka valníkových přívěsů se pohybuje od 6,2 až do 8,5 metrů a celková výška nepřesahuje 4 metry [1].

Valníkové tandemové přívěsy

Jsou ve velké míře využívány v mezinárodní kamionové dopravě a dopravě lehkého objemového zboží. Vyrábí se v jedno až třinápravových variantách nebo také v nízkém provedení (nízkoložné). Na čele přívěsu bývají montovány vrata, takže s odpovídající nástavbou se při skládání nákladu lze s manipulačním zařízením v této soupravě pohybovat jako v návěsu [2].

Valníkové nástavby

Jsou určena pro vozidla v hmotnostní kategorii 12 – 32 tun. Nástavby se montují k hotovému podvozku automobilu přímo k rámu. Společně s nástavbou s nástavbou se ve většině případů vyrábí i přívěs a oboje pak slouží jako jízdní souprava [1].

Speciální valníková vozidla

Většinou jde o výrobek z portfolia firmy na bázi již existujícího návěsu doplněný o různé úpravy na žádost zákazníka. Může se jednat o vozidla s posuvnou podlahou, mrazírenská vozidla nebo podvozky cisteren [1].

1.2 Sklápěcí vozidla

Jsou určena pro přepravu sypkého i kusového materiálu na zpevněných komunikacích. Celková hmotnost je 18 tun. Rámy všech vozidel jsou optimalizovány pro dané použití, od variant odolných pro lomy a těžké provozní podmínky až po odlehčené rámy. Mohou být konstruovány jako přívěsy s točnicí v přední části nebo tandemové přívěsy (viz obr. 1) [2].

1.3 Podvalníky

Jejich primárním účelem je převoz rozměrné dopravní a stavební techniky at' už kolové nebo pásové. Konstrukce rámu u těchto vozů vyžaduje velkou poddajnost celé rámové konstrukce. U všech podvalníků je možnost mechanického nebo hydraulického sklápění nájezdových ramp. Celková hmotnost může být i 70 tun [2].

1.4 Kontejnerová vozidla

Slouží k přepravě kontejnerů v různých délkových modifikacích. Mohou být opět konstruovány jako návěsy nebo přívěsy s točnou v přední části. K rámu může být instalován nakládací jeřáb sloužící pro manipulaci s kontejnerem pro místa, která nedisponují touto infrastrukturou. Primárně slouží k přepravě lodních kontejnerů, mohou ale převážet i cisterny, které jsou osazeny speciální rámovou konstrukcí, jenž slouží k uchycení k rámu návěsu. Jak jsem již v úvodu naznačil, ve své práci se budu zabývat právě tímto typem návěsu, respektive jeho rámem [1].

Na obr. 2 zle vidět způsob řešení variabilní délky rámu, které mě zaujalo a hodlám se zde inspirovat pro své vlastní řešení. Konkrétně mě zaujalo řešení firmy Schmitz s variabilní délkou rámu, a proto jsem se rozhodl vytvořit svoje vlastní řešení. Vycházet budu již z existujícího rámu firmy Panav [3].



Obr. 2 Kontejnerový návěs Schmitz [3]

1.5 Typy lodních kontejnerů

Jedná se o technicky přesně standardizovaný a unifikovaný předmět. V Evropě se používá pět základních délkových variant (viz tab. 1). Zatímco v USA se v železniční a silniční dopravě nejčastěji používají kontejnery délky 48 a 53 stop. V tabulce jsou uvedeny nepoužívanější typy kontejnerů dle ISO normy [4].

Tab. 1 Typy nepoužívanějších lodních kontejnerů

Značení	Délková varianta [ft]	Celková délka [mm]	Max. užitečná hmotnost [kg]
1D	10'	2991	10 160
1C	20'	6 058	20 320
1B	30'	9 125	25 400
1A	40'	12 192	30 480
1AA	45'	13 716	30 480



Obr. 3 Lodní kontejner [4]

Vyměnitelné cisterny

Kromě samotných kontejnerů pro převoz kusového nebo jinak paletizovaného materiálu existuje i způsob jak na klasickém návěsů převážet kapalně nebo plynné látky a tím jsou vyměnitelné cisterny. Lodní cisterny se používají většinou v délkovém provedení 20 stop. Jsou opatřeny speciální rámovou konstrukcí, která slouží pro uchycení k podvozku. Slouží pro přepravu kapalin, nebezpečných chemikálií, olejů a plynů. Objem cisterny činí zhruba 25 – 30 tisíc litrů. Jejich použití je typičtější v USA nebo Kanadě. Bývají značeny ISO 1CC [6] (viz obr 4).



Obr. 4 Vyměnitelná cisterna [6]

1.6 Současný stav

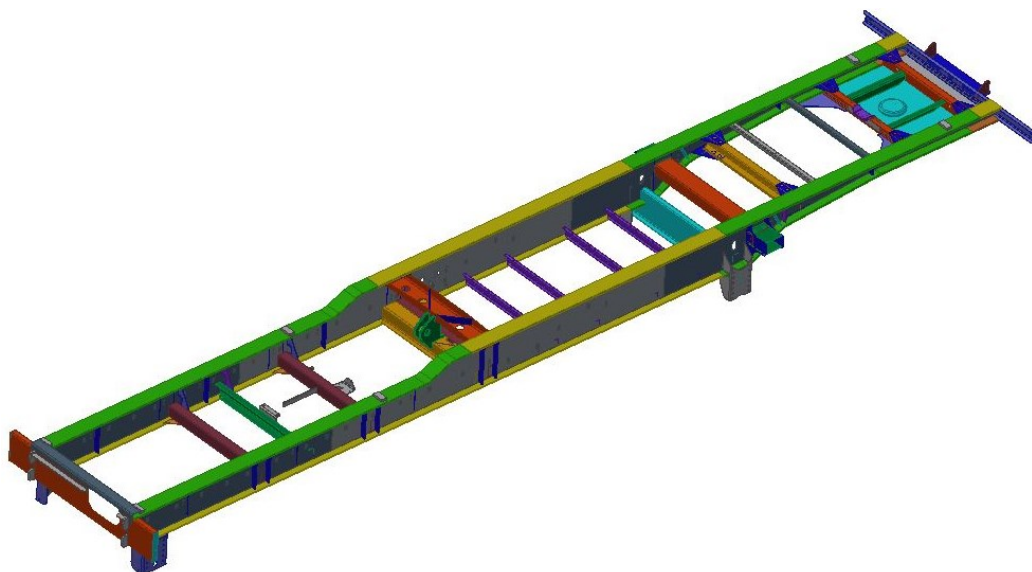
V dnešní době je způsob dopravy materiálů a zboží v lodních kontejnerech hodně rozšířený, protože většinu těchto záležitostí je potřeba přepravit mezikontinentálně a to v mnoha případech znamená po moři. V současnosti po oceánech pluje asi 5500 kontejnerových lodí, které převáží miliony kontejnerů mezi kontinenty [7].

Nicméně v momentě kdy loď připluje do přístavu je nutno transportovat tento kontejner po souši a zde je počátek celé problematiky. Každá přepravní společnost má jiné požadavky, někdo chce vozit jen jeden typ kontejneru, někdo zase může chtít, aby kontejner šlo sklápět, potom se může objevit požadavek, aby návěs dokázal kontejner sám naložit a vyložit. Já se ve své práci zabývám typem návěsu, který bude délkově variabilní pro 2 typy kontejnerů a aby při vyložení stavu bylo možno snížit celkovou délku soupravy pro lepší manipulovatelnost při jízdě. V praxi to bude znamenat lepší flexibilitu, bezpečnost a hospodárnost času.



Obr. 5 Kontejnerová loď [7]

2 Popis konstrukce a provedené úpravy



Obr. 6 Původní rám [1]

Konstrukce rámu musí zajišťovat dobrou funkčnost, životnost a spolehlivost návěsu. V dnešní době jsou pro konstrukci rámu přípojných vozidel používány kombinace různých profilů, které jsou spojovány pomocí svařování. Dříve bylo využíváno pro spojování jednotlivých dílů nýtování. Ovšem tato metoda je technologicky i finančně velmi náročná a nedá se dosáhnout takových výsledků jako při svařování. Rám návěsu je svařený z válcovaných plechů, jejichž tloušťka je v rozmezí 5 až 20 mm. Základní šířka mezi vnitřními stěnami podélníků je 1289 mm. Rám se skládá ze dvou nosníků. Jsou vypáleny z různých pásovin a svařeny do tvaru profilu „I“. Mezi těmito podélníky jsou přivařeny různé druhy příček a výztuh. Vstupním materiálem je standartní ocel 11 523, otěruvzdorná ocel Domax nebo nárazuvzdorná ocel Hardox. Dodavatelem těchto ocelí je firma SSAB. Jednotlivé druhy plechů jsou vypalovány plasmovým hořákem nebo ultrazvukem. Poté ohýbány na ohraňovacím lisu. Následně, ve svařovně ve svařovacích přípravcích svařeny za pomoci svařovacího robota. Technologie svařování je MIG a MAG. Po svaření následují povrchové úpravy jako tryskání ocelovými broky a lakování v lakovacích boxech. Dle přání zákazníka může jít rám na žárové nebo galvanické zinkování. Zinkování se používá častěji u valníkových návěsů nebo přívěsů. Po nalakování jde rám na montovnu, kde jsou na něj montovány jednotlivé kupované komponenty. Jde o montážní linku přímkovou, konkrétně nestacionární. Montují se především nápravy, vzduchotechnika, elektroinstalace, montáž hydraulického okruhu, řídicí jednotka, odstavné nohy atd.

2.1 Konstrukce rámu

Původní rám je konstruován pro převoz 20 a 30 ft. kontejnerů. Jako další funkce jsou zde posuv kontejneru po ložné ploše návěsu a sklápění, které je zde zprostředkováno pomocí dalších rámových konstrukcí a jiných nástaveb hlavního rámu, jenže s těmi již ve své práci nepočítám. Celková délka činí 10 480 mm.

V přední části je přivařena deska s přírubou, do které je přišroubován připojovací čep. Oba podélníky jsou v této části zeslabeny, protože se část hmotnosti nákladu přenáší na tahač. Součástí je také ocelový U profil, který slouží pro montáž pozičních světel. Dále se na tento profil montují zásuvky elektroinstalace, ABS a vzduchové soustavy. Na horní ploše nosníku jsou přivařeny čtyři dorazy, pro vymezení pohybu při posunu s kontejnerem.

V části, kde se rám rozšiřuje je na obou stranách vypálena díra obdélníkového průřezu. Do těchto děr je vsunuta a přivařena obdélníková příčka, do které se vkládají pevné upínací trny kontejneru. Tyto upínací trny se používají za předpokladu, že se bude převážet 30 ft. kontejner. Jsou zde přivařeny i úchyty pro montáž mechanických podpěr.

V prostřední části je výška podélníku rozšířena na 472 mm. Zde jsou na čtyřech výztuhách montovány vzduchové akumulátory. Před dalším zúžením rámu je přivařena největší příčka, na které jsou dva držáky hydraulického válce. Tyto držáky slouží jako pevný úchyt pro válec zajišťující posun kontejneru. Kromě těchto prvků jsou zde dvě výztuhy pro přivaření nápravy. V horní části jsou různá odlehčení a výztuhy.

Zadní část rámu je z vrchu opět snížena, protože po její horní ploše jezdil posuvný portál. Znovu jsou zde čtyři dorazy pro vymezení pohybu při posunu se zadním portálem. Samozřejmostí jsou tři příčky obdélníkového průřezu. Jedna slouží jako podpora pro hydraulický válec a na dalších dvou příčkách jsou na každé straně výztuhy pro montáž nápravy. Nakonec je zde nárazník. Na nárazníku jsou dále přivařeny na každé straně dva dorazy, aby nedošlo k poškození karoserie, když řidič zajíždí k rampě. Pod nárazníkem jsou opět přivařeny úchyty zadních mechanických noh, které jsou určeny k bezpečnému sklápění naloženého kontejneru.

2.2 Provedené úpravy a inovace



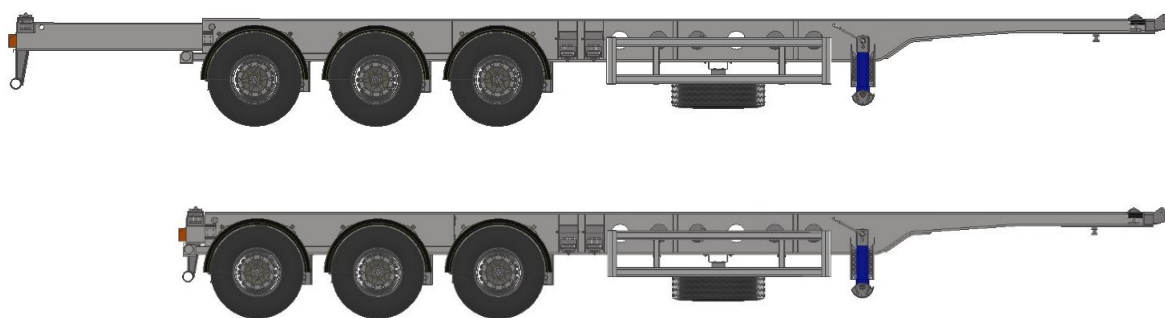
Obr. 7 Návěs osazený jedním 40 ft. kontejnerem



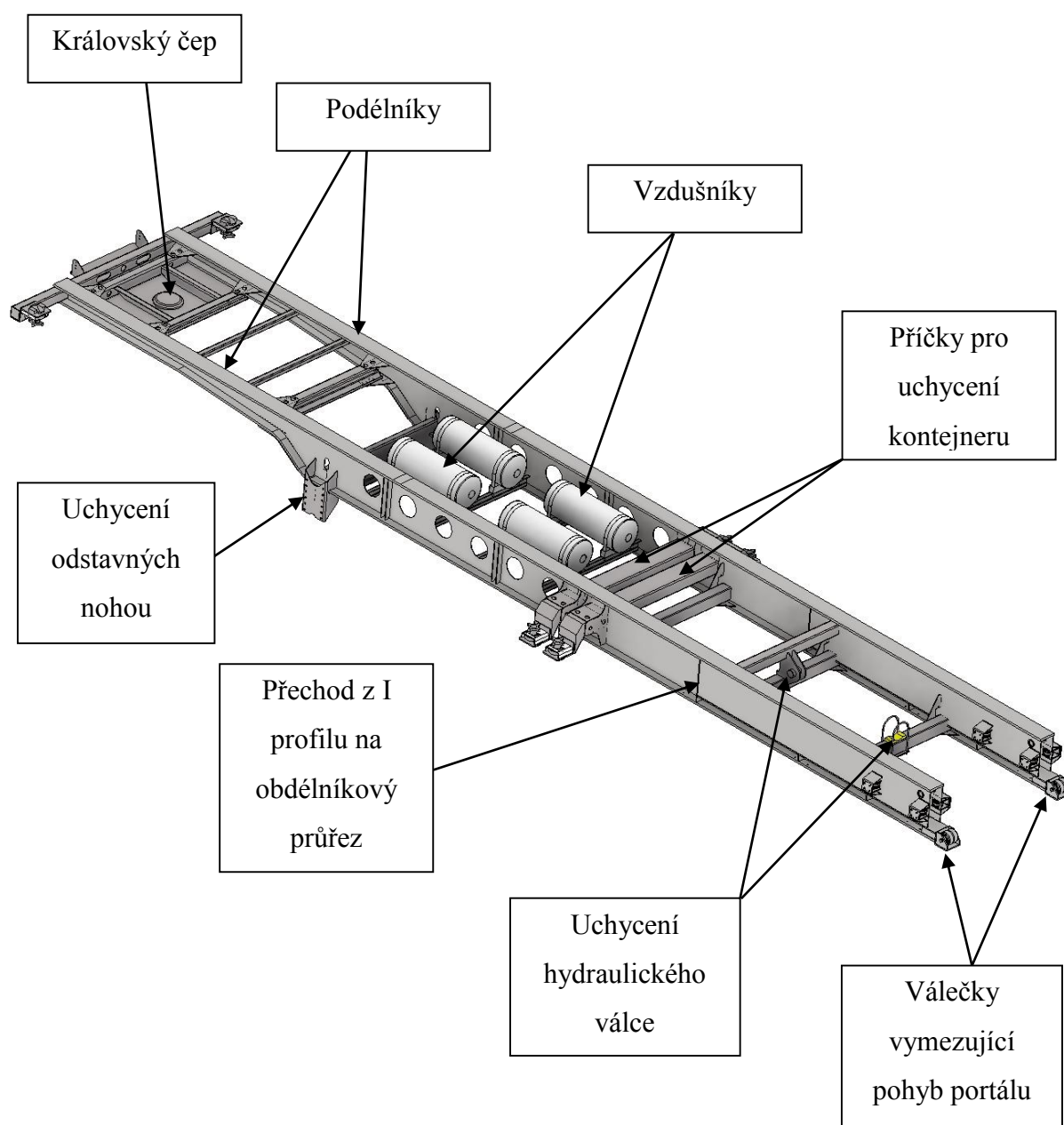
Obr. 8 Návěs osazený dvěma 20 ft. kontejnery



Obr. 9 Návěs osazený jedním 20 ft. kontejnerem



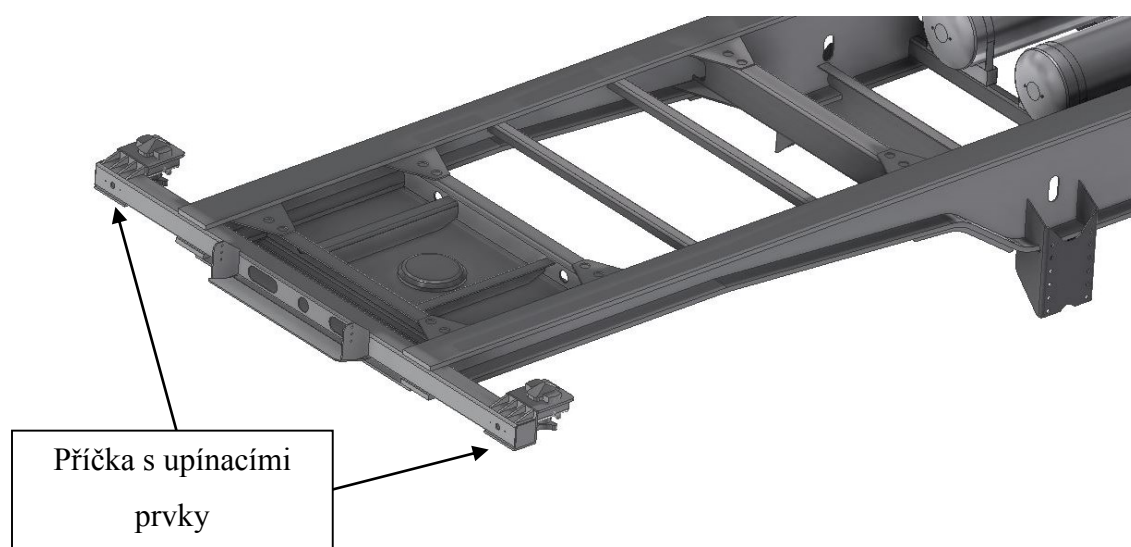
Obr. 10 Porovnání návěsu při vysunutém a zasunutém portálu



Obr. 11 Rám po přestavbě

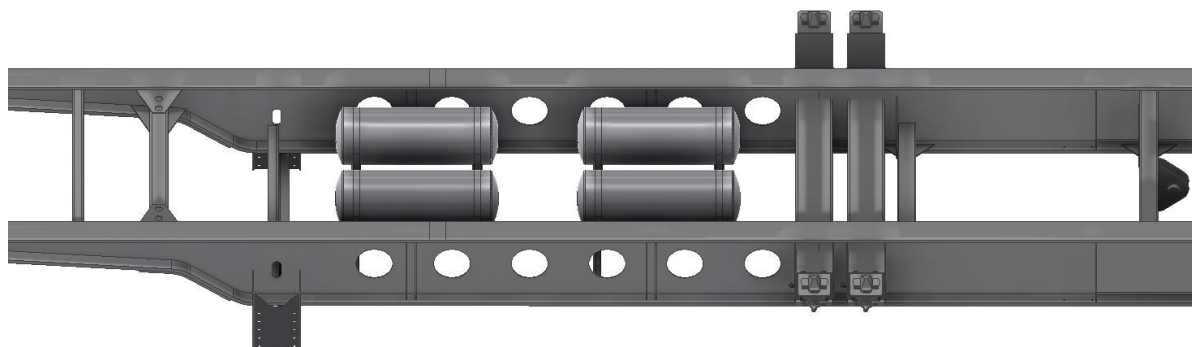
Původní rám byl zkrácen o 190 mm a to proto, že zadní část je vybavena výsuvným portálem, tudíž je potřeba aby celková délka mohla být přizpůsobena jak pro 2x20 ft. kontejner tak pro jeden 40 ft. kontejner. Výsledná délka při vysunutém portálu pak činí 12 300 mm, při zasunutém portálu je celková délka 10 480 mm.

V přední části rámu byl „C“ profil nahrazen profilem čtvercového průřezu. Na tomto profilu jsou na obou koncích přivařeny upínací prvky kontejneru a zároveň tento profil slouží pro uchycení pozičních světel a pro připevnění zásuvek dalších médií (viz obr. 12). Jedná se o prvek, který byl již zastoupen na původním rámu, ale v jiné poloze. Dále byly na hlavních podélnících odstraněny dorazy, protože funkce posuvu zde není zastoupena. V části kde se mění výška průřezu podélníku (zalomení rámu), byl odstraněn otvor pro příčku, ke které byl následně uchycen kontejner a to z toho důvodu, že se nepočítá s využitím pro 30 ft. kontejnery.



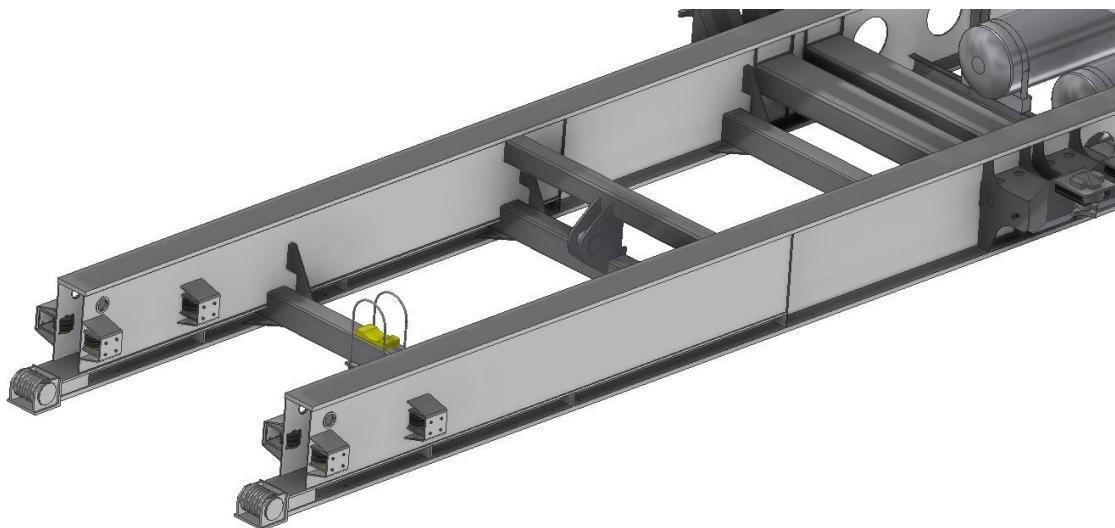
Obr. 12 Přední část rámu

V části, kde jsou příčky pro akumulátory vzduchu, byla vytvořena odlehčení kruhového tvaru, jinak se tato část nezměnila. Ovšem hned dále je navrhnutá dvojice příček pro uložení kontejnerů. Tato dvojice příček dává možnost převážet dva kontejnery 20 ft. za sebou na jednom vozidle. Prvky pro uchycení kontejneru jsou v těchto příčkách zasunuty na konzolách a zajištěny čepy. Pokud je převážen jeden nebo dva kontejnery 20 ft. jsou tyto konzole v opačné poloze než je na obrázku. Částečně byla zachována příčka pro uchycení hydraulického válce, který umožňuje pohyb zadní výsuvné konstrukce. Pouze byla využita druhá (středová) příčka náprav namísto první jako sestava uchycení válce a to z důvodu vymezení lepší vzdálenosti pro uložení (viz obr. 13). Mezi podélníky pak byly zachovány i ostatní příčky pro uložení náprav, jejichž vzdálenost mezi sebou určují i osovou vzdálenost náprav, která činí 1 305 mm.

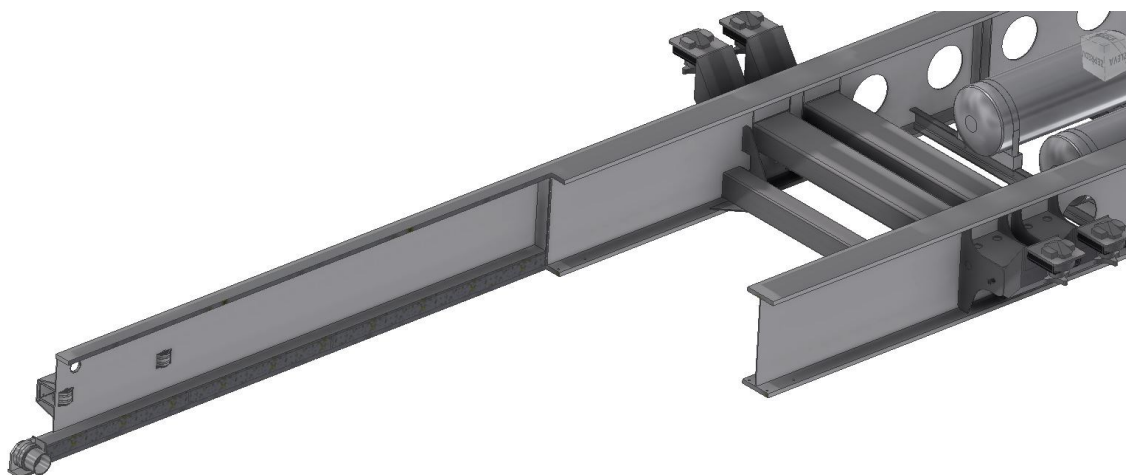


Obr. 13 Střední část rámu

Další část se oproti původnímu řešení liší už hodně. Byla zde zachována konstantní výška podélníku, protože jakékoliv zúžení pro další rámové konstrukce a nástavby zde není třeba. Posledních 2705 mm délky obou podélníků bylo řešeno jako profil ve tvaru obdélníku. A to z toho důvodu, že do této části se zasouvá pohyblivá část rámu, o které se zmíním v další kapitole. Na konci těchto podélníků jsou navrženy prvky opatřené válečky pro snadný pohyb výsuvné konstrukce a pro vymezení jejího pohybu (viz obr. 14).



Obr. 14 Zadní část rámu

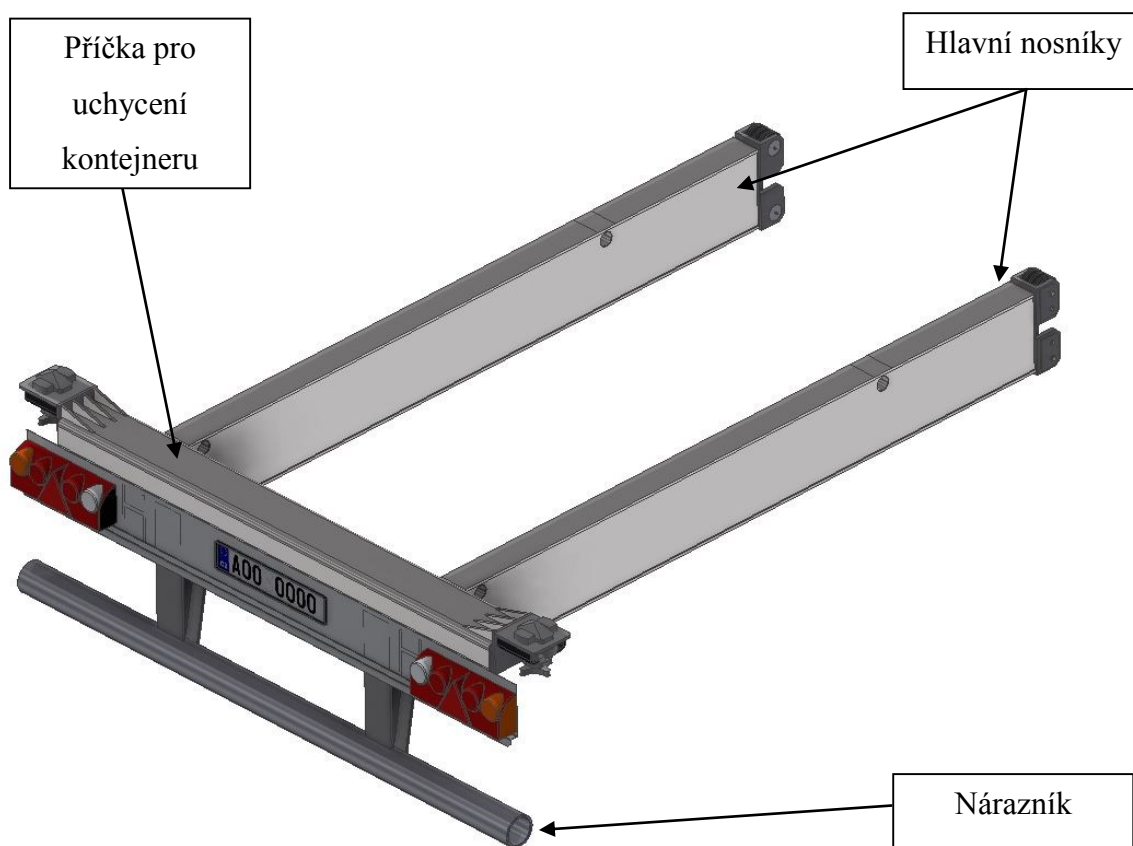


Obr. 15 Zadní část rámu v řezu

2.3 Výsuvný portál

Aby bylo možné u celého návěsu dosáhnout variabilní délky pro převoz jak 20 ft. tak 40 ft. kontejnerů, navrhnul jsem zde výsuvný portál, který se bude vysouvat dle potřeb aktuálně převáženého kontejneru. Pohonem portálu se budu zabývat v další kapitole.

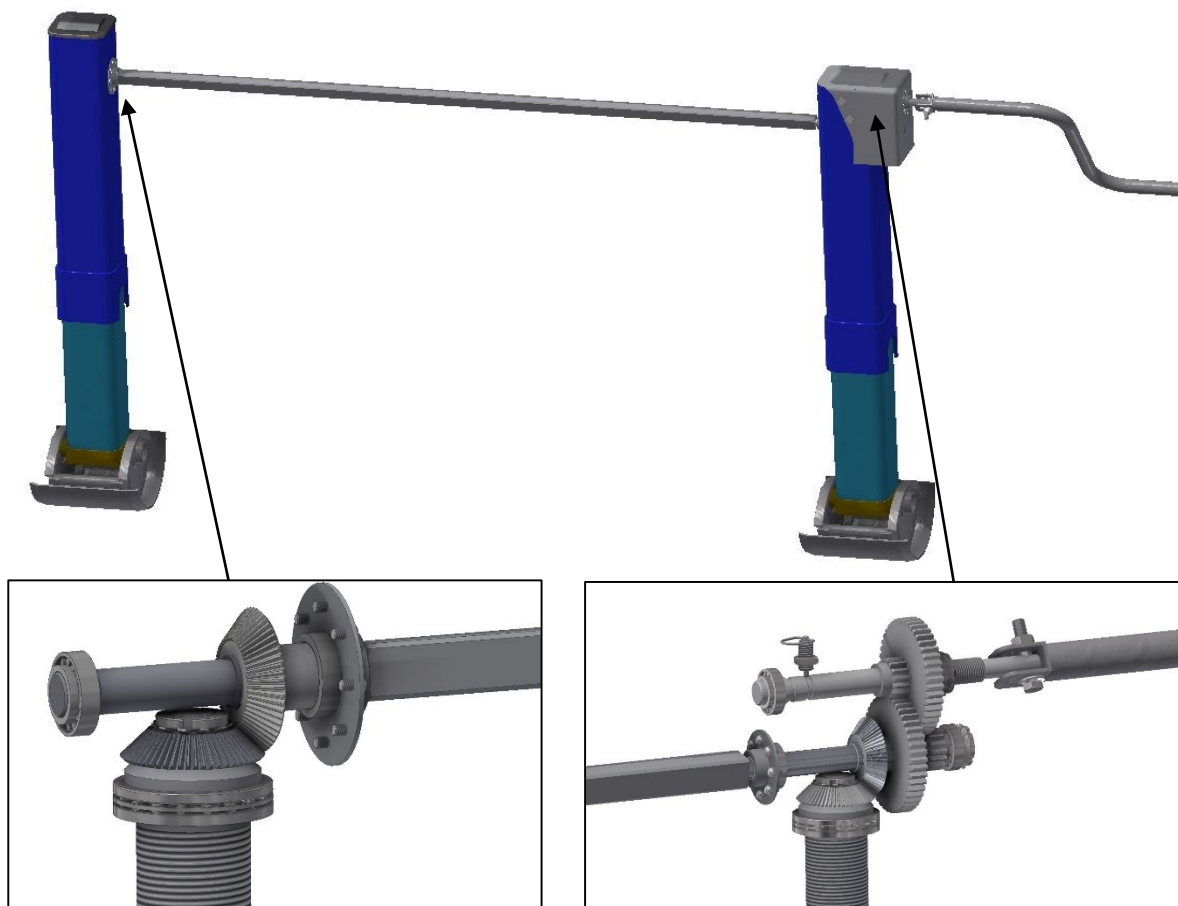
Základem jsou dva svařované profily obdélníkového průřezu. Tyto profily mají v zadní části v sobě vytvořený výřez ve tvaru „L“ ve kterém je pak uložena příčka s upínacími prvky pro kontejner. Dále je zde nárazník a tvarovaný plech pro uchycení světel a SPZ. V přední části jsem navrhnul na každé straně dva válečky, které se odvalují při vysouvání portálu. Celková činná délka portálu je 1840 mm. Jelikož je tato sestava po vysunutí značně zatěžována na ohyb, rozhodl jsem se, že tento portál bude dále předmětem pevnostní analýzy pomocí MKP v programu Autodesk Inventor.



Obr. 16 Výsuvný portál

2.4 Mechanismus odstavných podpěr

Odstavné nohy jsou nedílnou součástí každého návěsu, protože prakticky vždy nastane situace kdy je nutno návěs odpojit od tahače a nechat jej odstavený. Mechanické podpěry fungují, tak že při otáčení klikou se otáčky pomocí kuželového převodu přenáší na pohybový šroub s lichoběžníkovým závitem. V pohyblivé části odstavné nohy je matice. Otáčením šroubu tak dochází k odtlačení a vysunutí podpěry. Převodovka v horní části má dvě rychlosti. Rychlý převod slouží k vysunutí podpěr při vyloženém stavu. Nebo když je návěs připojen ke kamionu a je potřeba jej rychle odpojit. Pomalý převod slouží pro vysouvání noh a následnému přizvednutí v naloženém stavu. Dvojice předních podpěr slouží jako podpěry, když je návěs odpojen od kamionu. Výsuvná délka každé podpěry je 380 mm.



Obr. 17 Mechanismus odstavných nohou

Součástí práce je i výpočet tohoto mechanismu. Výpočet spočívá v návrhu pohybového šroubu, teoretickým výpočtem kuželové dvoustupňové převodovky s čelním soukolím a návrhu hřídelů. Ve výpočtu jsem se zabýval pouze návrhem těchto mechanismů.

2.5 Náprava

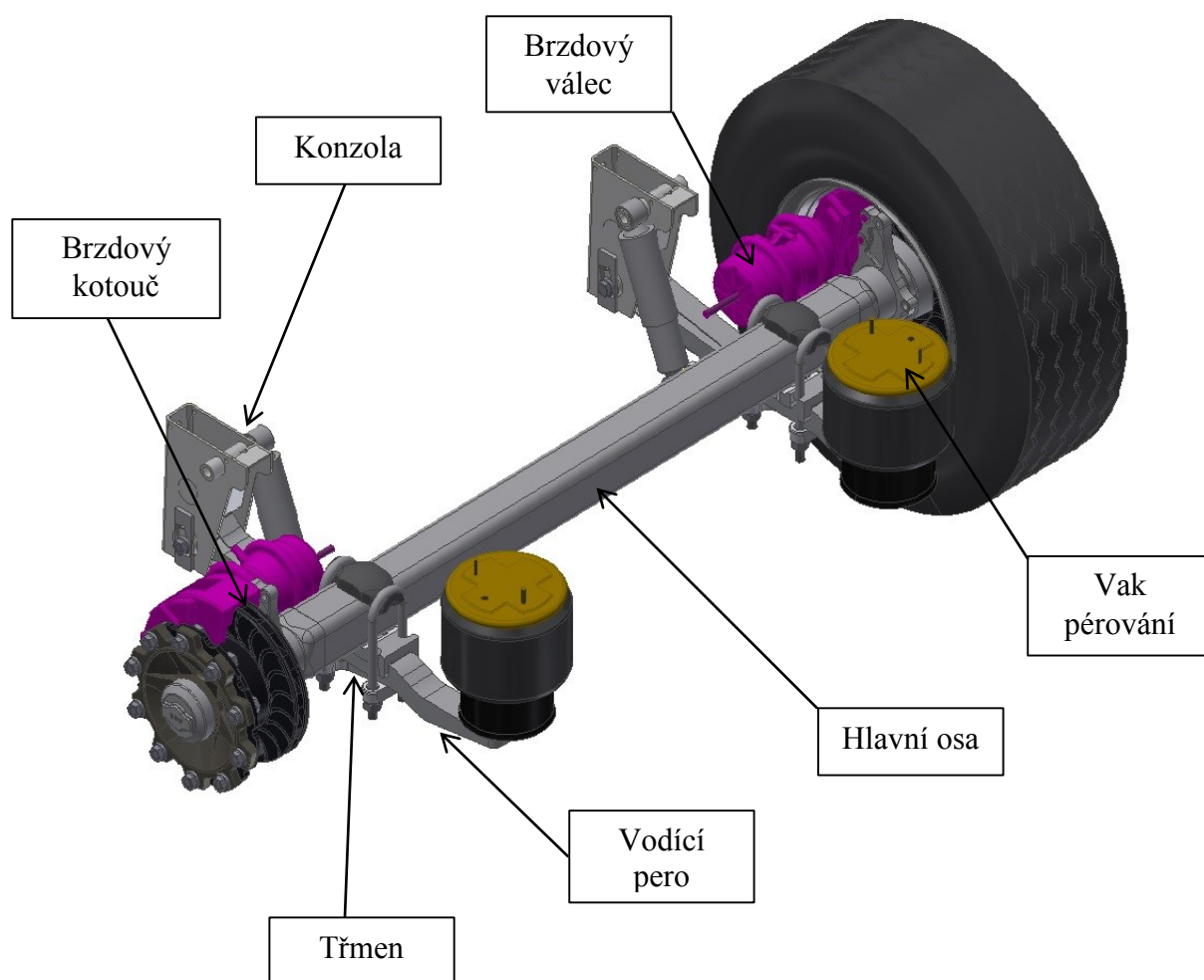
Při tvorbě 3D modelu nápravy jsem vycházel ze skutečných rozměrů již existujících náprav. To znamená, že v mojí práci jsem se nezabýval jakýmkoliv jejím návrhem a případnou pevnostní kontrolou. Vycházel jsem z již existujících rozměrů dané výrobcem [7].

Náprava jako taková má několik hlavních součástí. Mezi ně patří hlavní osa, na kterou se montují ostatní komponenty. K hlavní ose jsou na každé straně pomocí dvou třmenů a několika podložek, přichycena vodící pera. Na těchto perech jsou v zadní části přimontovány vaky vzduchového pérování. Kromě funkce pérování slouží tyto vaky ke zvedání nápravy při jízdě s vyloženým návěsem nebo také k nastavení jízdní výšky, která zde činí 260 mm. Na opačné straně vodících per jsou dvě konzoly. Spojení v této části mezi konzolou a vodícím perem je pomocí pouzdrových pružin, tzv. silentbloků. Konzoly jsou nakonec po obvodu horní části přivařeny ke spodní ploše podélníku.

Brzdový kotouč a náboj kola jsou spolu spojeny kolovými šrouby, ke kterým se následně montuje celé kolo. Brzdy u návěsů této kategorie se používají výhradně vzduchotlaké dvouokruhové. Výhodou vzduchotlakých brzd je schopnost vyvinout dostatečnou brzdnou sílu. Brzdové obložení se skládá z rotoru (kotouč), brzdový třmen, brzdových destiček a brzdového válce, v němž je píst, který tlačí destičky na rotor. Maximální rychlost, kterou lze s nápravou dosáhnout je 105 km/h.



Obr. 18 Část nápravy



Obr. 19 Model nápravy

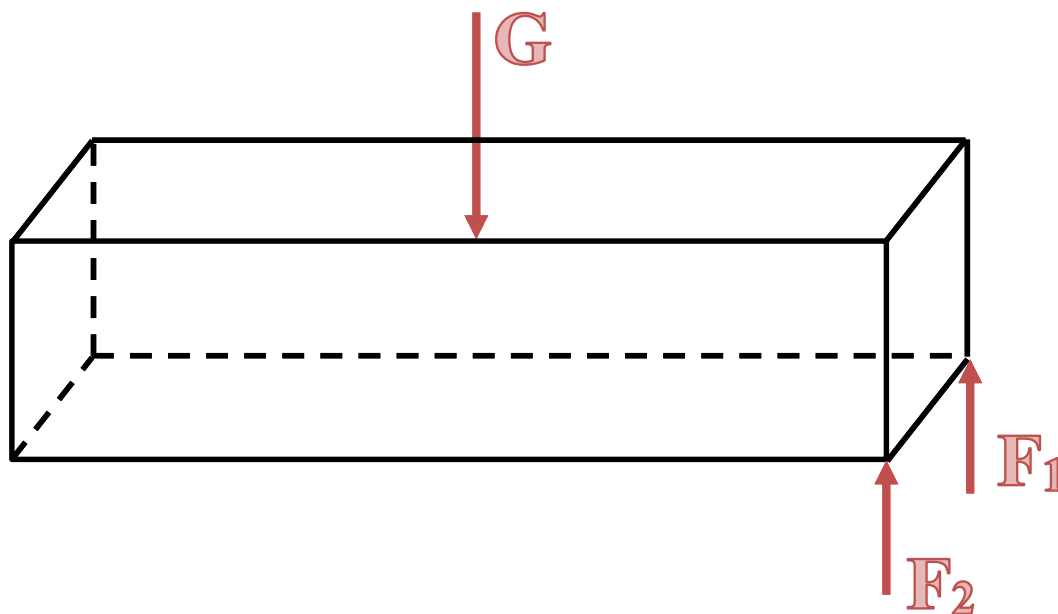
Nápravy jsou u mnoha výrobců návěsů kupovanou komponentou. Přední výrobci náprav jsou v Evropě firmy SAF Holland nebo firma BPW [7], zde jsem získal potřebné podklady pro modelování nápravy (viz obr. 19). Pro tvorbu 3D modelu nápravy ve svojí práci jsem se rozhodl z důvodu toho, abych dosáhl ve finálním modelu úplné představy řešené problematiky.

3 Pevnostní analýza, návrhové a kontrolní výpočty

Pevnostní analýza výsuvného portálu

Celá analýza byla prováděna v prostředí programu Autodesk Inventor 2016. Jedná se o numerickou metodu, kdy byla celá sestava výsuvného portálu rozdělena na síť prvků. Následně je důležité definovat, které plochy jsou pevně uchyceny, a které se mohou vlivem namáhání posunout. V neposlední řadě je nutno definovat zatěžující sílu a místo kde působí. V případě mé práce to byly dosedací plochy na upínacím prvku kontejneru. Zatěžující síla, kterou jsem vypočítal analytickou metodou, má velikost 74 722 N. Tuto sílu jsem vypočítal jako $\frac{1}{4}$ gravitační síly (viz obr. 20), kterou působí kontejner na rám, protože celý kontejner si na rám dosedá pouze ve čtyřech místech. Proto lze uvažovat jen takto zjednodušený výpočet. Byl uvažován klidový stav, když celá souprava stojí na místě.

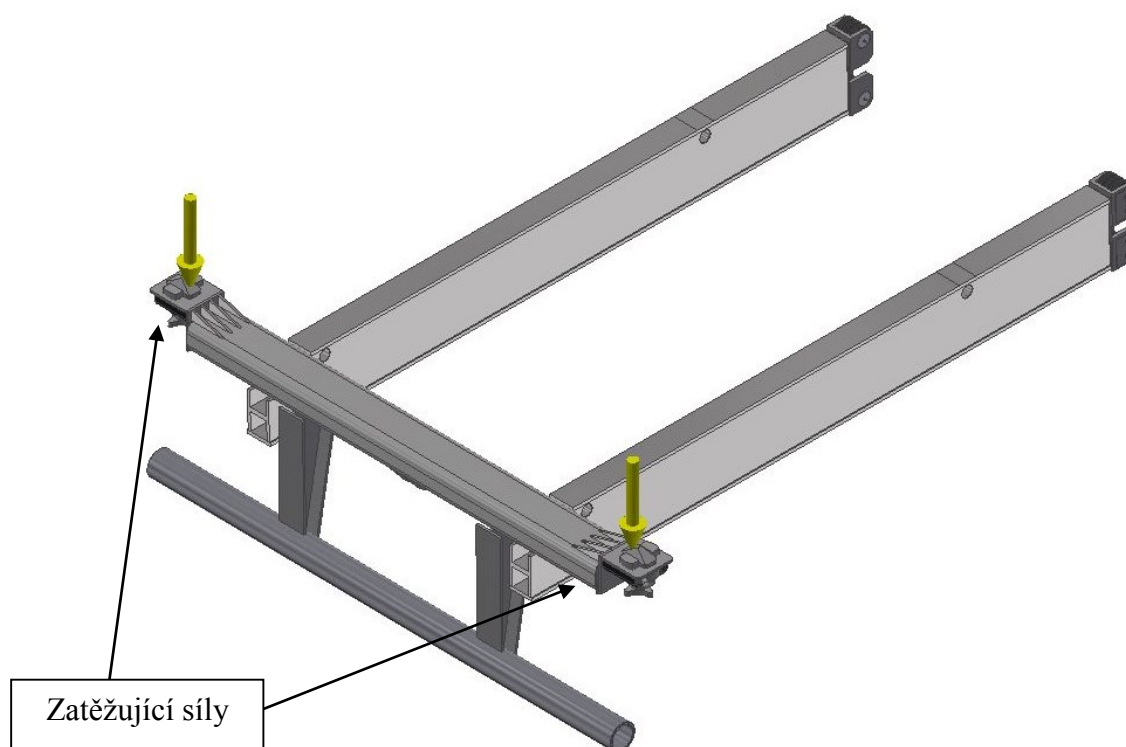
Zatěžující podmínky a okrajové parametry



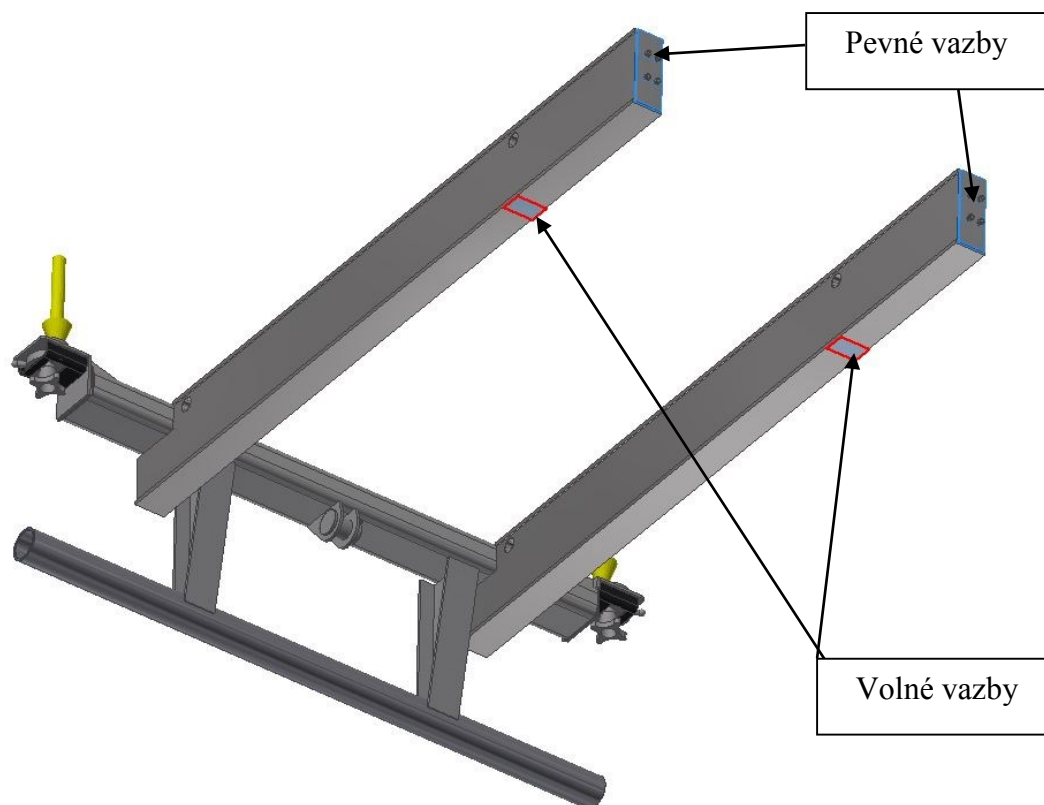
Obr. 20 Silové účinky kontejneru na rám

Tab. 2 Vstupní hodnoty analýzy pro 40 ft. kontejner

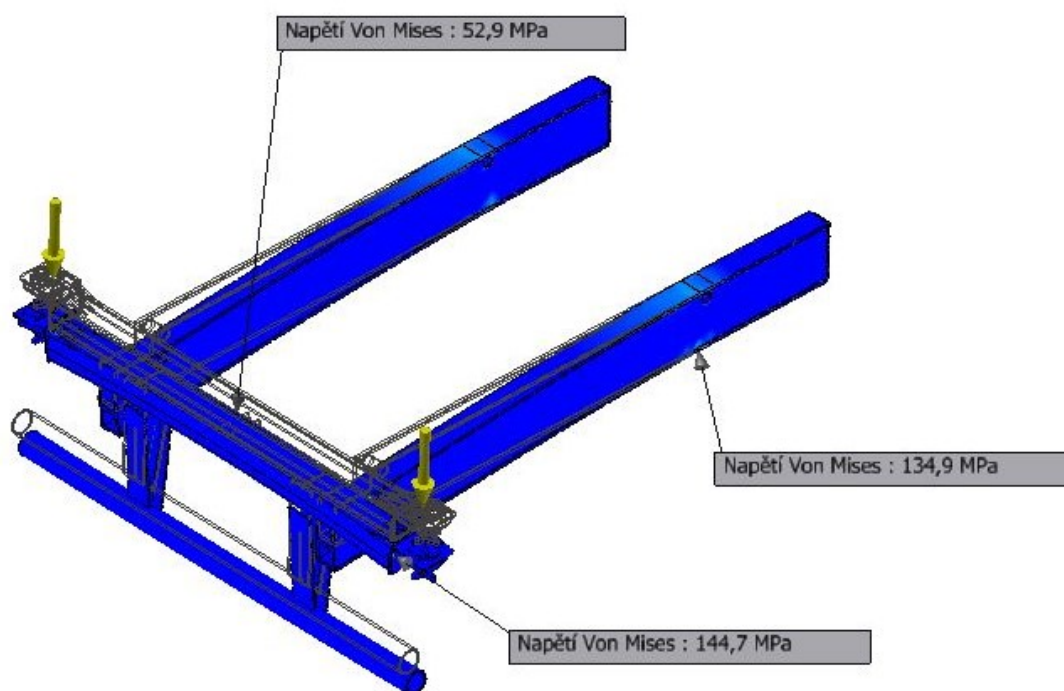
Materiál konstrukce	EN 1.0051
Dotyky	Vázané
Celková zatěžující hmotnost	30 480 kg
Gravitační zatížení	298 887 N
Výsledná zatěžující síla	74 722 N



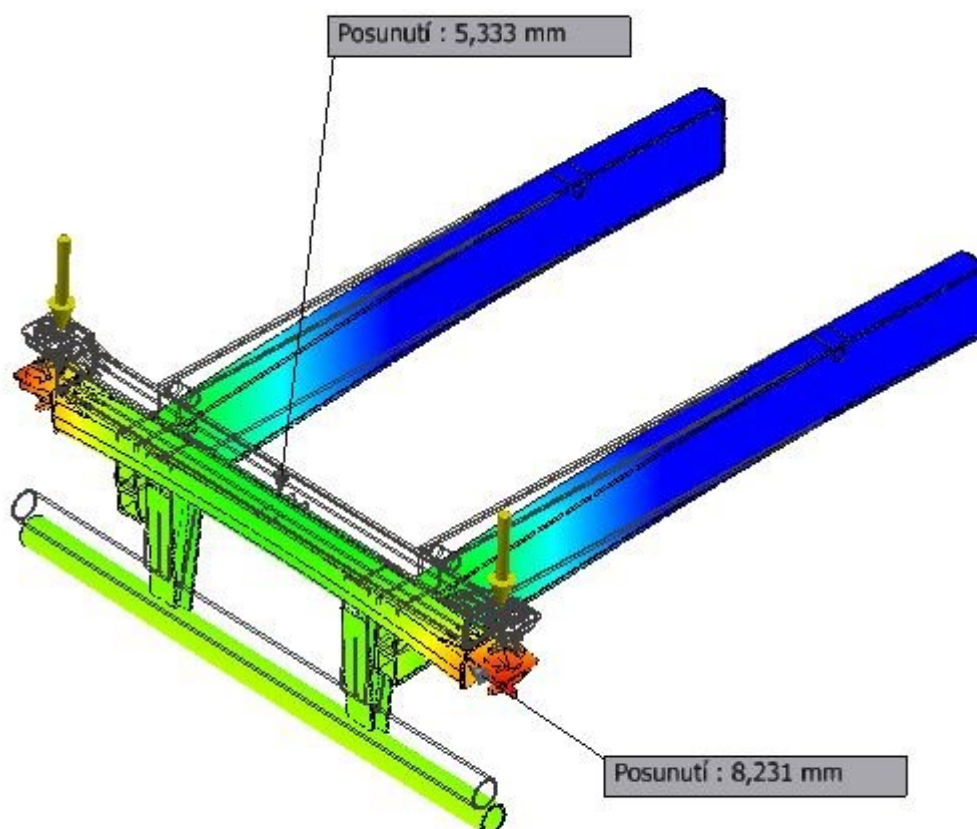
Obr. 21 Působíště sil na portál



Obr. 22 Určení vazeb



Obr. 23 Výsledky pevnostní analýzy - napětí

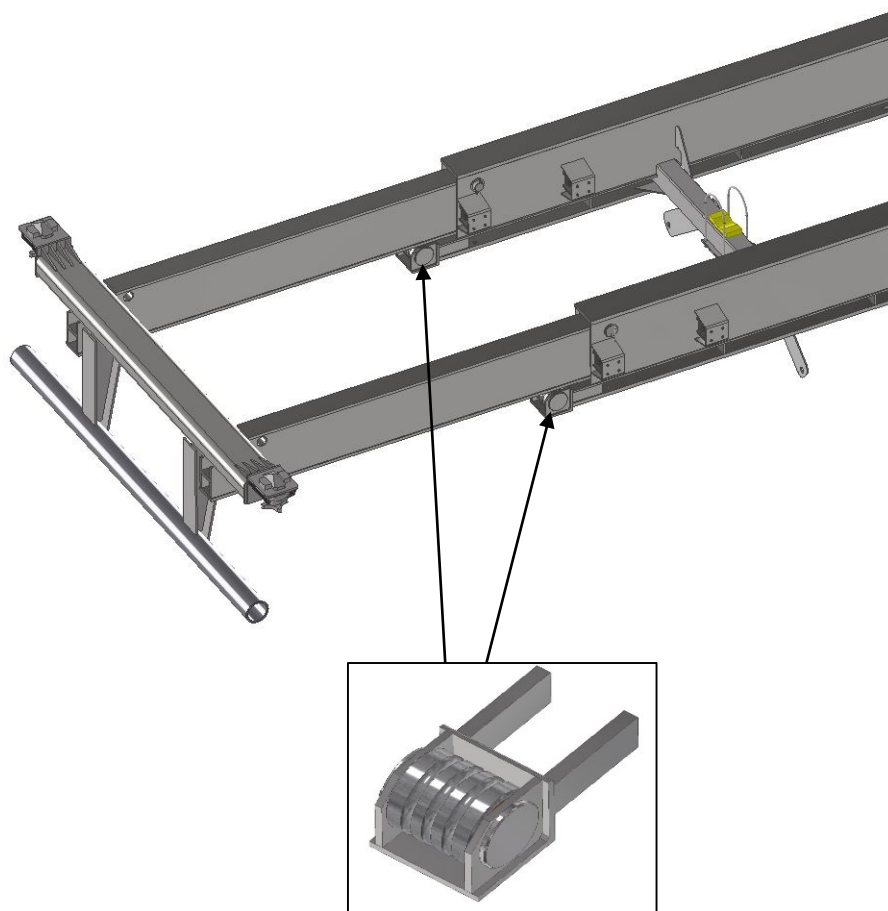


Obr. 24 Výsledky pevnostní analýzy – posunutí

Výsledky celé analýzy lze zhodnotit velmi pozitivně, protože na hlavní příčce došlo k průhybu pouze o cca 5 mm což je uspokojující výsledek vzhledem k tomu, že na toto rameno o délce 1731 mm dosedá těleso o hmotnosti přesahující 15 tun a délka celého návěsu je 12 metrů. Také je zde zahrnuta skutečnost, že část ohybového napětí se přenáší i do tělesa kontejneru. Maximální napětí v kritickém místě činí 145 MPa.

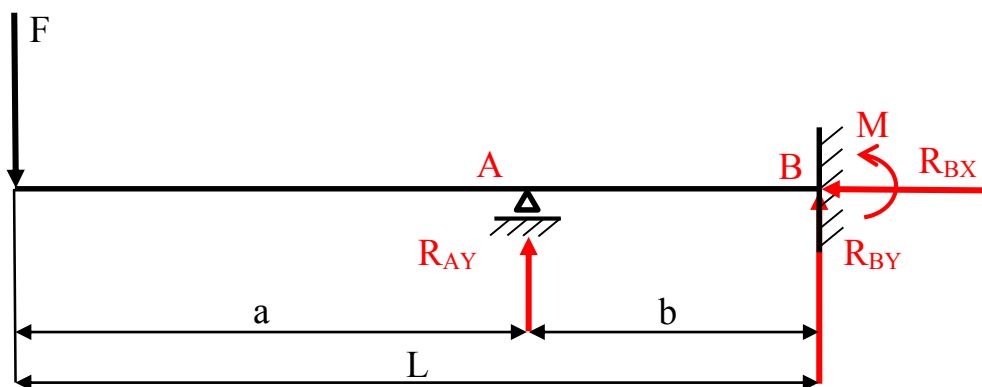
Pevnostní kontrola čepu válečku

Jedná se o dva prvky na konci hlavního rámu, které jsou nejvíce zatěžovanými součástmi, pokud je portál ve vysunuté poloze (viz obr. 25). Na tento čep působí celý portál jako páka a výsledná síla je mnohonásobně vyšší než síla, která byla uvažována v MKP analýze.



Obr. 25 Pohled s detailem na zadní část rámu

Určení zatěžující síly:



Obr. 26 Schéma nosníku

Vstupní parametry:

Zatěžující sílu na konci ramene jsem uvažoval stejnou jako v MKP analýze, protože se jedná o ten samý prvek, jen je nutno přepočítat sílu působící přes „páku“ na čep. Jako výslednou sílu budu brát reakci R_{AY} .

- Vzdálenost mezi silou a podporou $a = 1731 \text{ mm}$
- Vzdálenost mezi podporami $b = 969 \text{ mm}$
- Celková délka $L = 2700 \text{ mm}$
- Zatěžující síla $F = 74\,722 \text{ N}$

$$\Sigma F_{ix}: 0$$

$$-R_{BX} = 0 \rightarrow R_{BX} = 0 \quad (4.1)$$

$$\Sigma F_{iY}: 0$$

$$-F_1 + R_{AY} + R_{BY} = 0 \rightarrow R_{BY} = R_{AY} - F \quad (4.2)$$

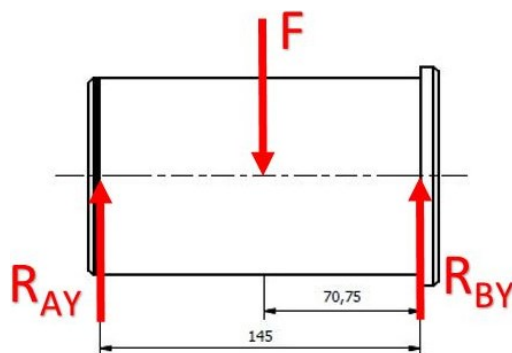
$$R_{BY} = 208\,207,7 - 74\,722 = 133\,481,7 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{iB}: 0$$

$$F_1 \cdot (a + b) - R_{AY} \cdot b = 0 \quad (4.3)$$

$$\rightarrow R_{AY} = \frac{F_1 \cdot (a + b)}{b} = \frac{74\,722 \cdot (1731 + 969)}{969} = 208\,203,7 \text{ N} \quad (4.4)$$

Výpočet průměru čepu z ohybu:



Obr. 27 Schéma zatížení čepu

Vstupní parametry:

- Materiál čepu 12 060 $\rightarrow R_e = 345$ MPa
- Bezpečnostní součinitel $k_s = 3$
- Zatěžující síla $F = R_{AY} = 208\,203,7$ N
- Celková délka $L = 145$ mm

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F}{2} \quad (4.5)$$

$$M_{omax} = \frac{F \cdot L}{4} = \frac{208\,203,7 \cdot 145}{4} = 7\,365\,205,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (4.6)$$

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (4.8)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (4.9)$$

$$\rightarrow d_p = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7\,365\,205,8}{\pi \cdot 115}} = 86,72 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Volím $d_p = 90$ mm.

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_D \rightarrow \frac{7\,365\,205,8}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}} \leq 115 \quad (4.11)$$

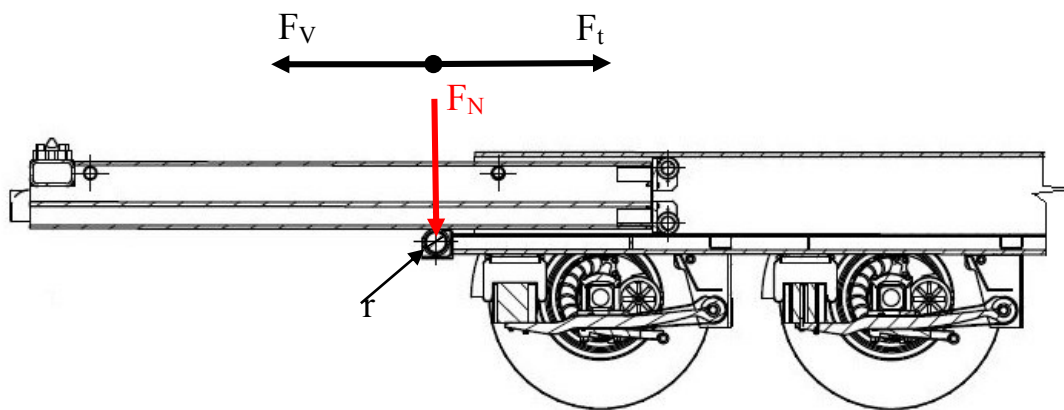
$$101,03 \leq 115 \rightarrow \text{Podmínka splněna} \quad (4.12)$$

3.1 Hydraulický pohon portálu

Pro zajištění pohybu portálu jsem zde navrhnul vodorovně uložený hydraulický válec. Celková výsuvná délka je zde potřeba 1840 mm. Vzhledem k tomu že síla, která je nutná k vysunutí portálu je zde minimální tak budu volit i nejmenší možný průměr pístu. A to z důvodu, že je nutno překonat pouze valivý odpor při vysouvání. Proto budu pouze volit hydraulický válec z katalogu výrobce s potřebným zdvihem. Hydraulický pohon portálu volím, protože je konstrukčně jednodušší a ve finále by byl i levnější než třeba řešení za pomoci ozubeného hřebenu nebo pohybového šroubu. Jednou z dalších alternativ byl pneumatický válec, ale zde je nevýhoda že se nehodí pro použití v externích podmínkách, protože komponenty pneumatického okruhu jsou náchylné na nečistoty. Další nevýhodou je neplynulost chodu pneumatického válce oproti hydraulickému a ve finále je zde menší efektivita kvůli stlačitelnosti vzduchu [8].

Určení potřebné síly válce:

Jak již bylo výše zmíněno, vycházím z teorie, že píst bude muset pohybovat pouze samotným portálem, tudíž bude muset překovat odpor valivého tření válečků s rámem. To znamená, že se jedná o vztah ocel – ocel.



Obr. 28 Působící síly

Vstupní parametry:

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| - Poloměr válečku | $r_v = 60 \text{ mm}$ |
| - Počet válečků | $i = 6$ |
| - Hmotnost portálu | $m_p = 844 \text{ kg}$ |
| - Součinitel valivého odporu | $\xi = 0,0005 \text{ (ocel – ocel)}$ |
| - Dovolенý tlak | $p = 16 \text{ MPa}$ |

$$F_N = G = m_p \cdot g = 844 \cdot 9,806 = 8276,26 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$F_t = \frac{\xi \cdot F_N}{r_v} = \frac{0,0005 \cdot 8276,26}{0,06} = 68,97 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$F_V = i \cdot F_t = 6 \cdot 68,97 = 413,82 \text{ N} \quad (4.15)$$

Návrh průměru pístu válce:

$$F = F_V = 413,82 \text{ N}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 413,82}{\pi \cdot 16 \cdot 10^6}} = 5,74 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (4.16)$$

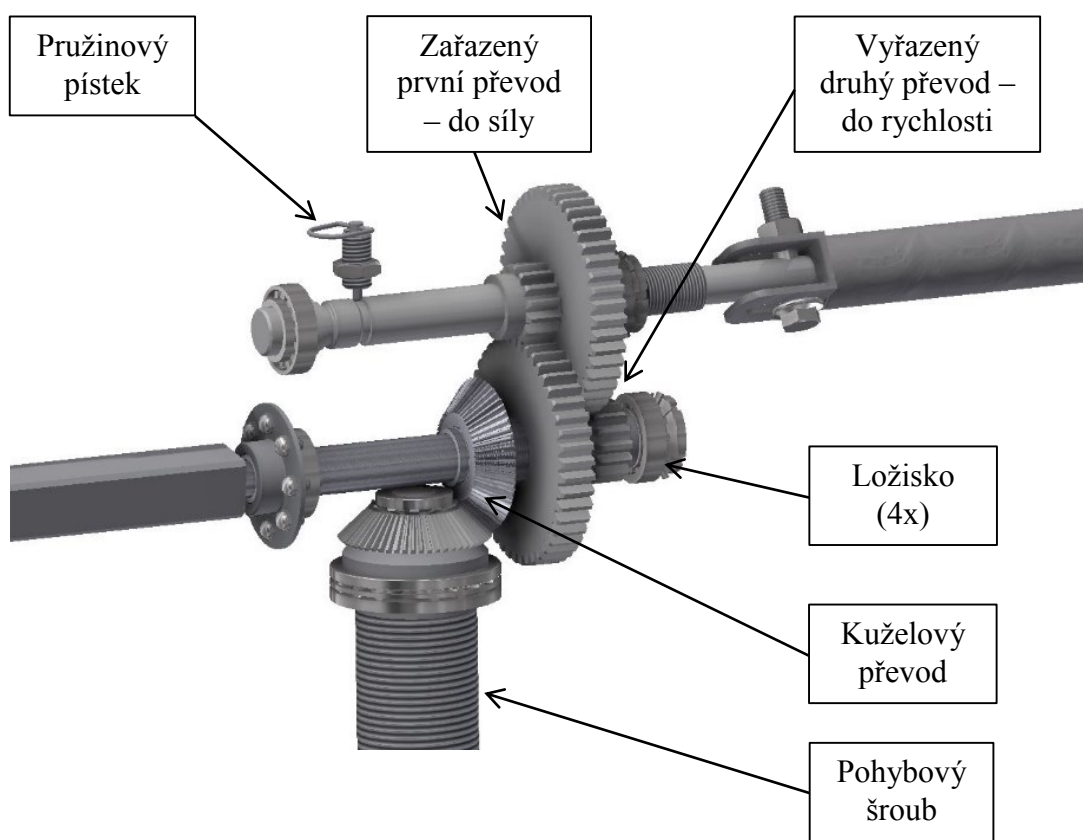
Tímto výpočtem je dokázáno mé tvrzení, že zde bude potřeba jen válec o malém průměru. Katalogy výrobců však začínají na průměrech pístů od 40 mm, takže budu volit tuto katalogovou hodnotu. I když se může zdát, že toto řešení je zbytečné z důvodu toho, že výsledná síla bude mnohonásobně vyšší než síla, kterou požadujeme tak i přes to zůstávám u tohoto řešení pomocí hydraulického válce z důvodů, které jsem již zmínil v úvodu této podkapitoly.



Obr. 29 Hydraulický válec [8]

3.2 Výpočet mechanismu odstavných podpěr

Převodový mechanismus je zde potřeba z toho důvodu, že je nutno nějak přivést vstupní otáčky, které vznikají fyzickou prací člověka otáčejícího klikou, na pohybový šroub. To je realizováno pomocí třístupňové převodovky, viz schéma. Navrhnul jsem zde dva převody. Jeden převod slouží k rychlému vysunutí podpěr a druhý slouží k pomalému vysouvání podpěr, pokud je návěs zatížen. K přehrazení dochází tak, že v první poloze je zařazen převod do síly. Pokud dojde k povytažení kliky člověkem dojde k tomu, že se do záběru dostane velké kolo a získáme tím rychlý převod. Vymezení vzdálenosti pohybu při přehrazení je zde řešeno pomocí tzv. pružinového pístku (viz obr. 30).



Obr. 30 Převodový mechanismus

Veškeré návrhy a výpočty byly provedeny pomocí Design akcelérátoru v programu Autodesk Inventor 2016. A to jak návrhy čelních soukolí, tak pevnostní kontrola hřídelů. Ložiska byly zkontrolovány, tak aby maximální zatížení odpovídalo jejich statické únosnosti.

Návrh čelního a kuželového soukolí:

Čelní soukolí:

Podmínkou byly dva převody. První měl zajišťovat převod do síly, pokud by nastala situace, kdy by bylo nutno přizvednout návěs v zatíženém stavu. Druhý převod by měl sloužit k rychlému vysunutí podpěr. Moje řešení spočívá v návrhu jednoho soukolí s převodovým číslem 3 a to samé soukolí použiji znova s tím, že ozubená kola na hřídelích mezi sebou zaměním, tím získám převod s převodovým číslem 0,33. Modul jsem zde volil 2 mm. Dalším omezujícím parametrem byly rozměry skříně, kde šířka činí 119 mm. Tomu muselo být přizpůsobeno větší kolo ze soukolí. Počty zubů jsem volil 15 a 45. Všechny další parametry lze vidět v tabulce.

Tab. 3 Parametry čelního soukolí

Převodový poměr	3	0,33
Modul	2 mm	
Počet zubů pastorku	15	
Počet zubů věnce	45	
Úhel profilu	20°	
Úhel sklonu	0°	
Vzdálenost os	60,5 mm	
Průměry hlavových kružnic	31,977 mm	95,857 mm
Průměry roztečných kružnic	30 mm	90 mm
Průměry patních kružnic	25 mm	85 mm
Šířka ozubení	15 mm	

Kuželové soukolí:

Dalším problémem bylo přenést výkon a otáčky na pohybový šroub, který je uložen kolmo k hřídelům. Řešením bylo použití kuželového soukolí. Zde jsem však volil stejné počty zubů, protože další změna převodového poměru zde již není třeba.

Tab. 4 Parametry kuželového soukolí

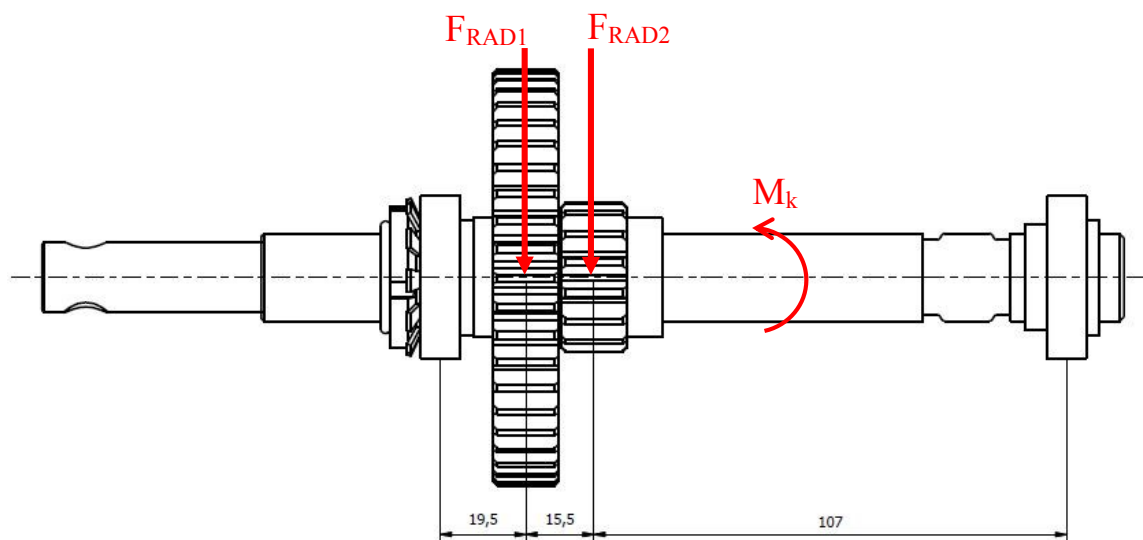
Převodový poměr	1
Modul	1,125 mm
Počty zubů ($z_1 = z_2$)	55
Úhel profilu	20°
Úhel sklonu	0°
Průměry hlavových kružnic	63,466 mm
Průměry roztečných kružnic	61,875 mm
Průměry patních kružnic	59,966 mm
Šířka ozubení	17,5 mm

Pevnostní výpočty čelního a kuželového soukolí byly provedeny pomocí použitého SW a lze je nalézt v příloze v elektronické podobě.

Návrh a pevnostní kontrola hřídelů a ložisek:

Pokud bych měl postupovat správně, tak bych měl provést pevnostní kontrolu každé hřídele pro dvě konkrétní situace, což znamená, vždy když je zařazen daný převod. Nicméně, já budu brát v úvahu, to že všechny síly působí současně, což mi částečně ulehčí výpočet, ale na druhou stranu budou hřídele maximálně zatěžovány a tím budu mít jistotu jejich dimenzování.

1) Vstupní hřídel



Obr. 31 Schéma zatěžovaného hřídele

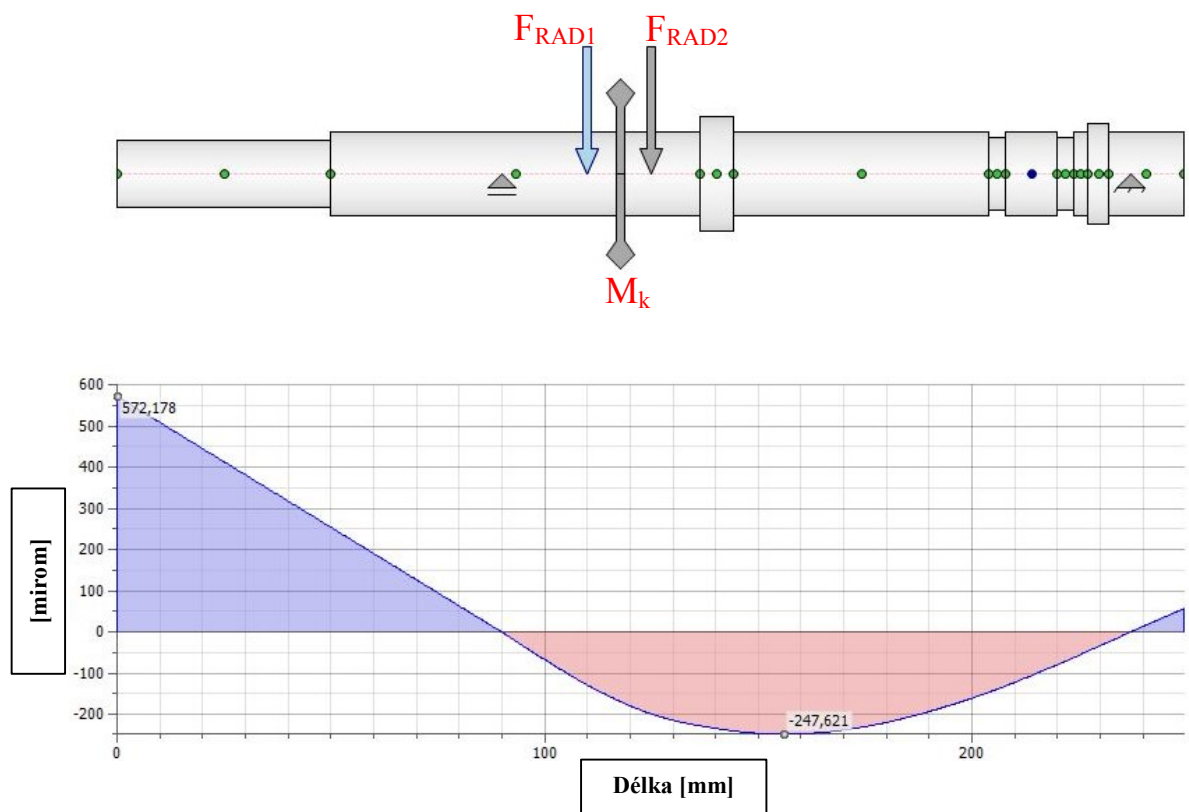
Vstupní parametry:

- Síla na páce od člověka $F_s = 350 \text{ N}$
- Poloměr kliky $r_p = 356 \text{ mm}$
- Roztečný průměr pastorku $d_{1z} = 31,9 \text{ mm}$
- Roztečný průměr věnce $d_{2z} = 95,8 \text{ mm}$

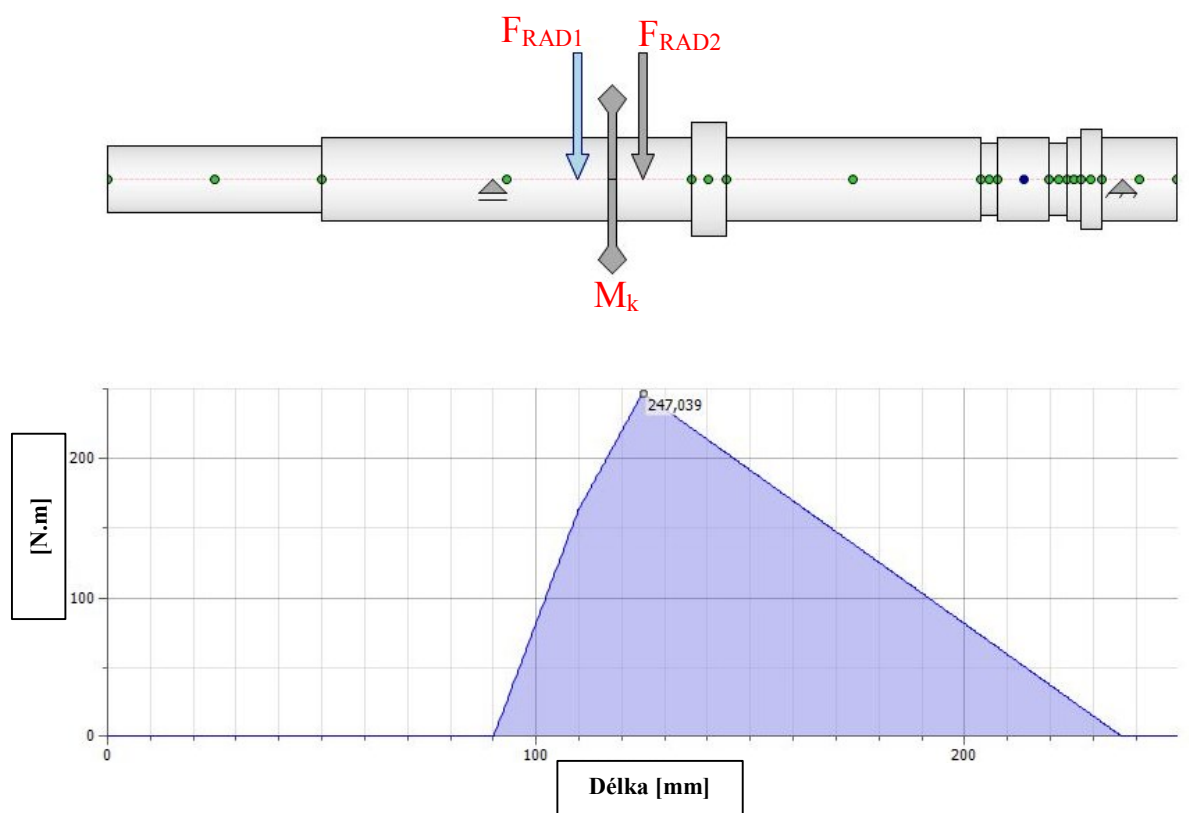
$$M_{k1} = F_s \cdot r_p = 350 \cdot 0,356 = 124,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (5.1)$$

$$F_{RAD1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{2z}} = \frac{2 \cdot 124,6}{95,776} = 2601,9 \text{ N} \quad (5.2)$$

$$F_{RAD2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{1z}} = \frac{2 \cdot 124,6}{31,9} = 7811 \text{ N} \quad (5.3)$$

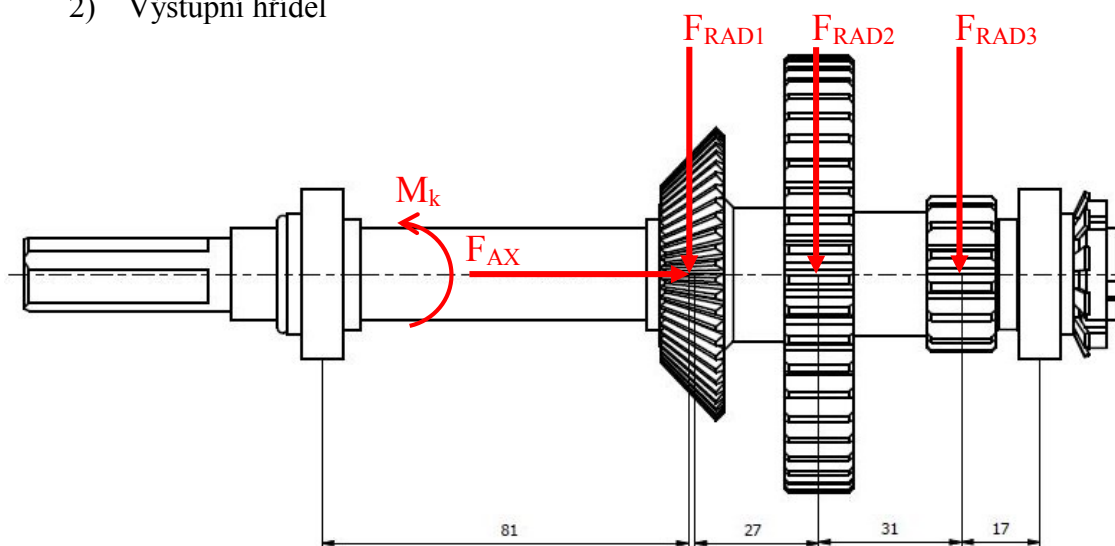


Obr. 32 Graf průhybu



Obr. 33 Průběh ohybového momentu

2) Výstupní hřídel



Obr. 34 Schéma zatěžovaného hřídele

Zde je však situace jiná. Musím zde uvažovat dva zatěžovací stavy a to z toho důvodu, že zde pracuji s dvěma převodovými poměry a mění se krouticí moment. Každopádně budu opět uvažovat nejhorší možný stav a to ten, že všechny síly působí zároveň.

Vstupní parametry:

- | | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| - Vstupní krouticí moment | $M_{k1} = 124,6 \text{ N.m}^{-1}$ |
| - Roztečný průměr pastorku | $d_{1z} = 31,9 \text{ mm}$ |
| - Roztečný průměr věnce | $d_{2z} = 95,8 \text{ mm}$ |
| - První převodový poměr | $u_{1,2} = 3$ |
| - Druhý převodový poměr | $u_{3,4} = 0,33$ |
| - Střední roztečný průměr kola | $d_m = 49,5 \text{ mm}$ |
| - Úhel profilu | $\alpha = 20^\circ$ |
| - Úhel roztečného kužele | $\delta = 45$ |

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot u_{1,2} = 124,6 \cdot 3 = 373,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (5.4)$$

$$M_{k3} = M_{k1} \cdot u_{3,4} = 124,6 \cdot 0,33 = 41,47 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (5.5)$$

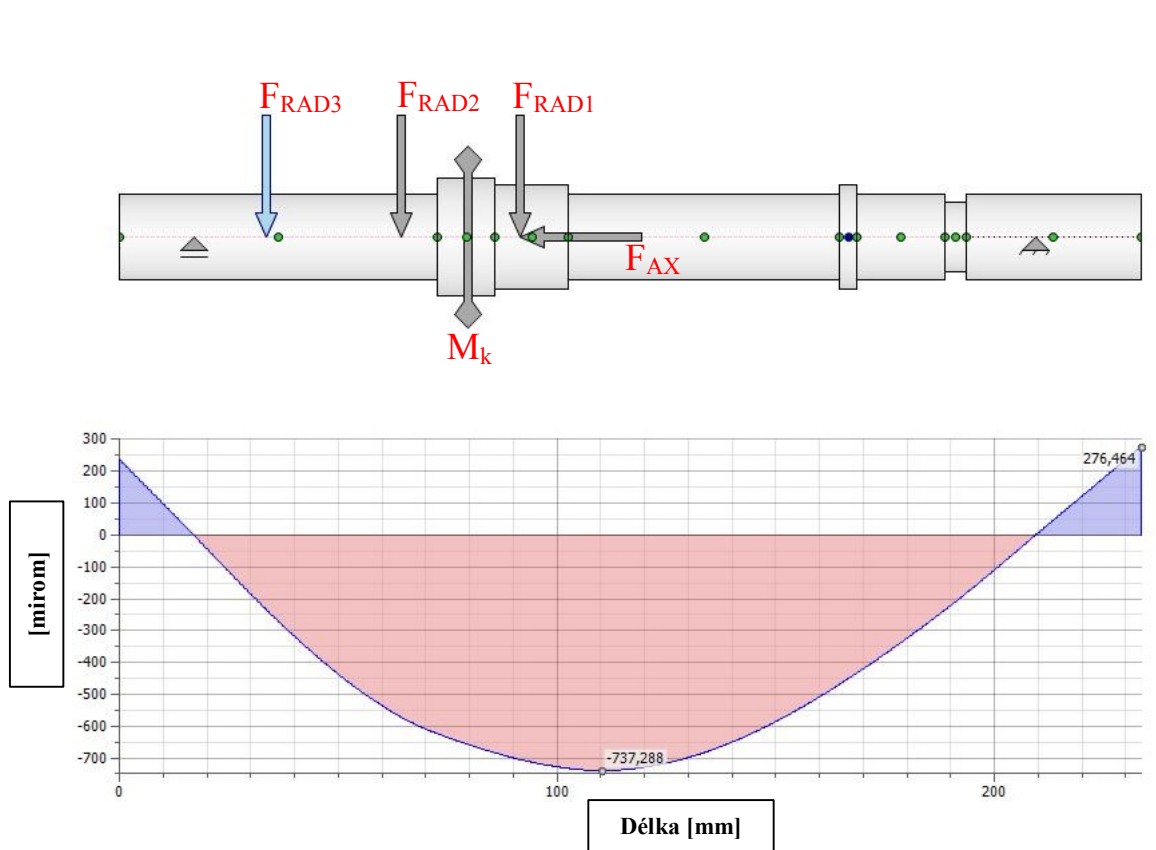
$$F_{RAD1} = F \cdot \text{tg}(\alpha) \cdot \cos(\delta) = 15\,102,7 \cdot \text{tg}(20) \cdot \cos(45) = 3886,9 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$F = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_m} = \frac{2 \cdot 373,8}{49,5} = 15\,102,7 \text{ N} \quad (5.7)$$

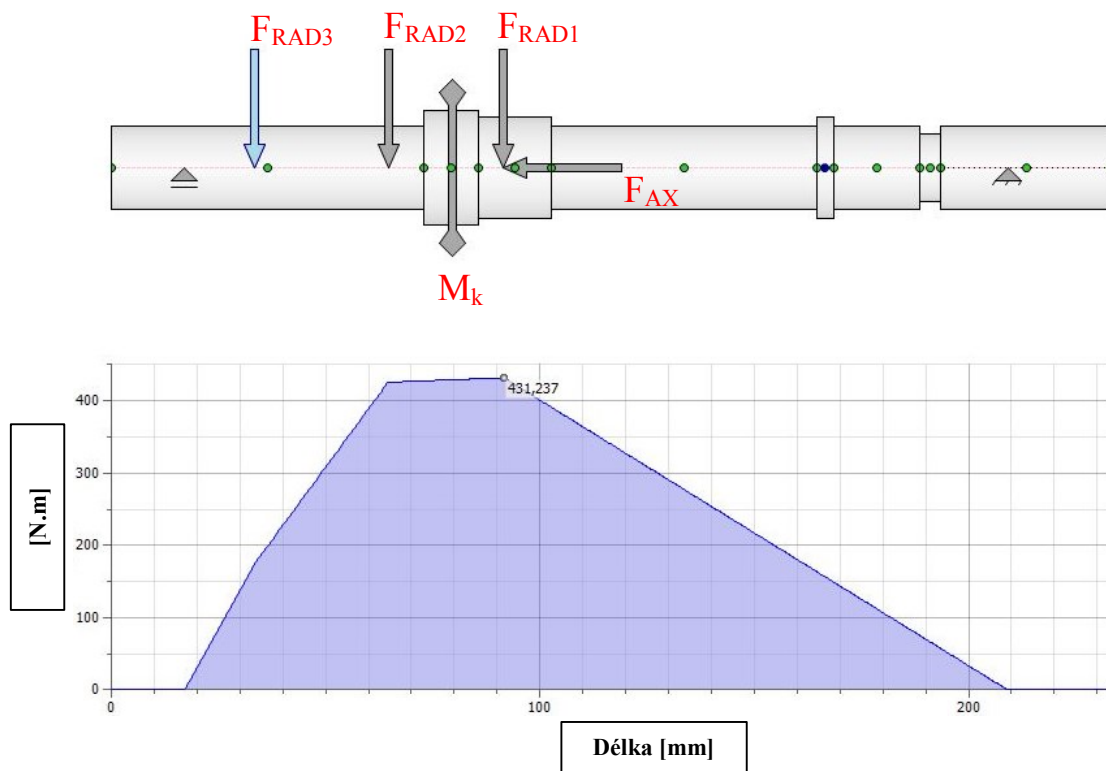
$$F_{AX} = F \cdot \text{tg}(\alpha) \cdot \sin(\delta) = 15\,102,7 \cdot \text{tg}(20) \cdot \sin(45) = 3886,9 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$F_{RAD2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{2z}} = \frac{2 \cdot 373,8}{95,8} = 7805,7 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$F_{RAD3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{1z}} = \frac{2 \cdot 47,5}{31,9} = 2598 \text{ N} \quad (5.10)$$



Obr. 35 Graf průhybu



Obr. 36 Průběh ohybového momentu

Kontrola ložisek:

Vzhledem k tomu, že převodovka nedosahuje vysokých otáček tak jsem se rozhodl nepočítat ložiska na trvanlivost, ale pouze zkontroluji, jestli statická únosnost odpovídá zatěžujícím silám. Z důvodu zjednodušení jsem použil všechna čtyři ložiska stejná.

Pro průměr hřídele 20 mm navrhuji ložisko 30204 ČSN 02 4720.

$$C_0 = 12\,700\text{ N}$$

$$F_{MAX} = F_{RAD2} = 7806\text{ N} \quad (5.11)$$

Ložisko vyhovuje

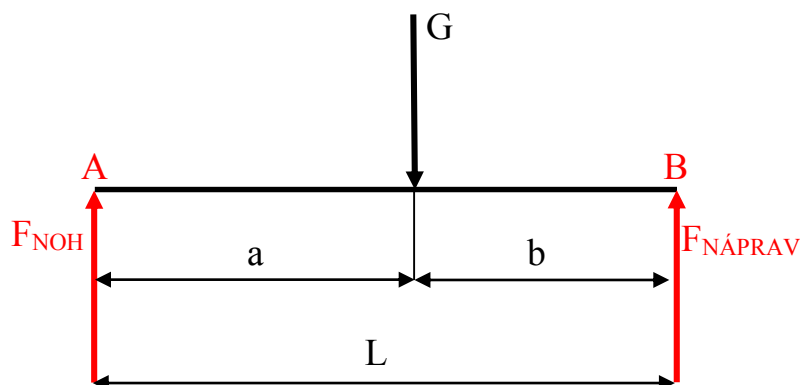
Výpočet pohybového šroubu

Určení zatěžující síly:

Cílem je zjistit velikost zatěžující síly, která jde jen na jednu nohu. Vycházel jsem z úvahy, kdy celý rám je uvažován jako nosník a odstavné nohy s nápravami byly brány jako reakce. Zatěžující síla byla v těžišti a jeho polohu a vzdálenost od podpor jsem zjistil pomocí SW Autodesk Inventor. Následně jsem vycházel z třetího Newtonova zákona, že reakce v odstavných podpěrách jsou moje zatěžující síly, které potřebuji k výpočtu pohybového šroubu [9].

Vstupní parametry:

- Celková délka mezi podporami $L = 5264 \text{ mm}$
- Vzdálenost od podpěr k těžišti $a = 3178 \text{ mm}$
- Vzdálenost od těžiště k nápravám $b = 2086 \text{ mm}$
- Celková hmotnost rámu a nákladu $m = 33\,000 \text{ kg}$



Obr. 37 Schéma nosníku

Určení síly působící v těžišti:

$$G = m \cdot g = 33\,000 \cdot 9,806 = 323\,730\,N \quad (5.12)$$

Výpočet reakcí:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$F_{NOH} - G + F_{N\acute{A}PR} = 0 \Rightarrow F_{NOH} = G - F_{N\acute{A}PR} \quad (5.13)$$

$$\Sigma M_{iA} = 0$$

$$F_{N\acute{A}PR} \cdot L - G \cdot a = 0 \quad (5.14)$$

$$\Rightarrow F_{N\acute{A}PR} = \frac{G \cdot a}{L} = \frac{323\,730}{5\,264} = 195\,443\,N \quad (5.15)$$

Síla působící na odstavné nohy

$$F_{NOH} = G - F_{N\acute{A}PR} = 323\,730 - 195\,443 = 128\,287\,N \quad (5.13)$$

Určení síly jdoucí do jedné odstavné nohy:

$$\Rightarrow F_V = \frac{F_{NOH}}{2} = \frac{128\,287}{2} = 64\,143,5\,N \quad (5.16)$$

Návrhový výpočet pohybového šroubu:

Vstupní parametry:

- | | |
|-----------------------------|----------------------------------|
| - Osová síla ve šroubu | $F_o = F_v = 64\,143,5\text{ N}$ |
| - Činná délka šroubu | $l_s = 380\text{ mm}$ |
| - Poloměr tření | $r_s = 30\text{ mm}$ |
| - Součinitel tření v závitu | $f_z = 0,1$ |
| - Součinitel tření matice | $f_m = 0,25$ |
| - Bezpečnost k mezi kluzu | $k = 5$ |
| - Mez kluzu | $R_e = 250\text{ MPa}$ |
| - Úhel stoupání závitu | $\beta = 30^\circ$ |
| - Bezpečnost | $\beta_k = (1,3 \div 1,5)$ |

Návrh šroubu:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{250}{5} = 50\text{ MPa} \quad (5.17)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_t \cdot \beta_k \leq \sigma_D \Rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 64\,143,5 \cdot 1,3}{\pi \cdot 50}} = 46,08\text{ mm} \quad (5.18)$$

Z ČSN 01 4050 volím šroub Tr 50x3.

Parametry šroubu a kontrola samosvornosti:

- Střední průměr závitu $\text{Ø}d_2 = 48,5 \text{ mm}$
- Malý průměr závitu $\text{Ø}d_3 = 46,5 \text{ mm}$
- Velký průměr závitu $\text{Ø}d = 47 \text{ mm}$
- Stoupání $P_h = 3 \text{ mm}$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \arctg \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 5,91 \quad (5.20)$$

$$\gamma = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 48,5} = 1,127 \quad (5.21)$$

$$\gamma \leq \varphi' \quad (5.22)$$

$$1,127 \leq 5,91$$

ŠROUB JE SAMOSVORNÝ

Pevnostní kontrola šroubu (tah+krut) a ložiska:

Dle Guesta:

$$\sigma_{red} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \left(2 \cdot \frac{d_2}{d_3} \cdot \tg(\gamma + \varphi') \right)^2} = \quad (5.22)$$

$$= \frac{64\,143,5}{\frac{\pi \cdot 46,5^2}{4}} \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \left(2 \cdot \frac{48,5}{46,5} \cdot \tg(1,127 + 5,91) \right)^2} = 42,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_D \quad (5.23)$$

$$42,5 < 50$$

ŠROUB PEVNOSTNĚ VYHOVUJE

Kontrola ložiska:

Pro průměr 50 mm na pohybovém šroubu 81110 ČSN 02 4740.

$$C_o = 160\,000\text{ N}$$

$$F_{MAX} = F_V = 64\,143,5\text{ N} \quad (5.24)$$

Ložisko vyhovuje

Výpočet výšky matice:

$$p_{DOV} = 15\text{ MPa (ocel – bronz)}$$

$$\begin{aligned} p &= \frac{F_o}{\frac{h}{\bar{p}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq p_{DOV} \Rightarrow h \geq \frac{F_o}{\frac{1}{\bar{p}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot p_D} = \\ &= \frac{64\,143,5}{\frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{4} (50^2 - 47^2) \cdot 15} = 56,13 \rightarrow \text{volím } 57\text{ mm} \end{aligned} \quad (5.25)$$

Výpočet zvedacího momentu:

$$\begin{aligned} M_{\uparrow} &= M_{Z\uparrow} + M_m = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') + F_o \cdot f_m \cdot r_s = \\ &= 64\,143,5 \cdot \frac{48,5}{2} \cdot tg(1,127 + 5,91) \cdot 10^{-3} + 64\,143,5 + 0,25 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = \\ &= 192,5\text{ N.m} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Výpočet účinnosti při zvedání: ($f_m = 0$; $\varphi' = 0^\circ$)

$$\begin{aligned} \eta_{\uparrow} &= \frac{M_{IDEAL}}{M_{\uparrow}} = \frac{F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') + F_o \cdot f_m \cdot r_s}{M_{\uparrow}} = \\ &= \frac{64\,143,5 \cdot \frac{48,5}{2} \cdot tg(0,127 + 0) \cdot 10^{-3} + 64\,143,5 \cdot 0 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{192,5} = 0,159 \end{aligned} \quad (5.27)$$

V této kapitole jsem se zabýval kompletním návrhem převodového mechanismu odstavných nohou. Postupoval jsem dle ověřených způsobů jak navrhovat ozubená kola, hřídele a ložiska. K výpočtu pohybového šroubu jsem použil příručku řešených příkladů z částí a mechanismů strojů. Docílil jsem kompletního návrhu všech pohyblivých součástí celého mechanismu.

4 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést konstrukční úpravy na stávajícím rámu návěsu Panav NVC. Hlavním úkolem bylo přizpůsobit rám pro převoz lodních kontejnerů délkových variant 20 a 40 stop. Provedl jsem úpravou celkové délky rámu pomocí výsuvného portálu v zadní části rámu, který mění celkovou délku návěsu o 1840 mm. V praxi to znamená, že při nenaloženém stavu může řidič snížit celkovou délku návěsu pro lepší manipulovatelnost při jízdě a převážet jeden 20 ft. kontejner. Pokud je portál ve vysunuté poloze, je zde možnost převážet jeden 40 ft. kontejner nebo dva 20 ft. kontejnery za sebou. Pohyb portálu je zajištěn pomocí hydraulického válce.

Další část jsem zaměřil na konstrukční návrh mechanismu odstavných nohou. Výpočty jsou zaměřeny na součásti, které mají za úkol přenos energie. Na vstupu jsem uvažoval fyzickou sílu člověka, který otáčí klikou a na výstupu byl přímočarý pohyb vysouvající se podpěry. Mechanismus jsem realizoval pomocí dvoustupňové převodovky s kuželovým převodem. První stupeň je do síly a po povytažení kliky se přeřadí na rychlý převod. Zde jsem si ověřil svoje znalosti týkající se navrhování převodů a pevnostních výpočtů hřídelů. Celý tento návrh probíhal bez problému, jen jsem narazil na problém při výpočtu zatěžujících sil na druhém hřídeli, protože je zde nutno uvažovat měnící se převodový poměr.

Všechny tyto úkoly byly splněny a při jejich plnění jsem si ověřil svoje praktické zkušenosti získané ve výuce. Závěrem lze jen říct, že mě práce bavila a doufám, že v budoucnu bude sloužit jako podklad k dalším konstrukčním činnostem.

5 Seznam použité literatury

- [1] PANA V, a.s. Panav. *Panav*. [Online] PANA V, a.s. [Citace: 13. 2. 2016.] <http://www.panav.cz/cz/produkty/>.
- [2] PANA V, a.s. *Návod k provozu a údržbě*. Senice na Hané : Panav, a.s., 2003. ISBN.
- [3] Schmitz. Schmitz Cargobull The Trailer Cmpany. *Schmitz*. [Online] Schmitz Cargobull AG, 2016. [Citace: 16. 2.2016.] http://www.cargobull.com/en/GOOSENECK-Semitrailer-Container-Chassis-S.CF-45-EURO_31_173.html#prettyPhoto.
- [4] CS CARGO COMPLEX LOGISTICS AROUND THE CONTINENT. *CS CARGO*. [Online] C.S.CARGO a.s., 2016. [Citace: 15. 2. 2016.] <http://www.cscargo.cz/cs/dostupne-typy-kontejneru/>.
- [5] Trace, Parts. Katalog 3D CAD modelů. *tracepartsonline*. [Online] [Citace: 1. březne 2013.] <http://www.tracepartsonline.net>.
- [6] *Shipping Containers 24*. [Online] Shipping Containers 24, 2016. [Citace: 10. 3. 2016.] <http://www.shippingcontainers24.com/types/tank/>.
- [7] Logistika.ihned. *Logistika*. [Online] Economia, a.s., 2013. [Citace: 12. 3. 2016.] <http://logistika.ihned.cz/c1-59849310-nejvetsi-kontejnerova-lod-sveta-pujde-do-provozu-koncem-cervna>.
- [8] E- konstruktér, portál pro strojní konstruktéry. *E-konstruktér*. [Online] Infinity vision, 2016. [Citace: 15. 1 2016.] <http://e-konstrukter.cz/novinka/porovnani-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu>.
- [9] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN.
- [10] MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 300.
- [11] KUBJATKO, C. *Přívěsy a návěsy v automobilové dopravě*. Praha : Nadas, 1964. str. 187. 000414723.
- [12] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra - Pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-72-2.
- [13] JOST International. *JOST*. [Online] JOST International. [Citace: 16. 2. 2016.] <http://www.jostinternational.com/lg.html>.

- [14] Schwarzmüeller. *SCHWARZMUELLER Intelligente Fahrzeuge*. [Online]
Schwarzmüller s.r.o., 2016. [Citace: 16. 2. 2016.]
<http://schwarzmueeller.com/cs/vozidla/>.
- [15] Nápravy BPW. *Výkresová dokumentace*. Praha : BPW, s .r. o., 2012.

Seznam příloh

Příloha	Název	Označení	Formát
A	Kontejnerový návěš	PAC0042_01	A0
B	Rám	PAC0042_02	A1
C	Sestava výsuvných nohou	PAC0042_03	A0
D	Svařenec portálu	PAC0042_04	A1
E	Datový disk DVD		

Použitý software:

Microsoft Office Word 2013

Microsoft Office Excel 2013

Microsoft Office Picture Manager 2013

Autodesk Inventor 2016

AutoCad Mechanical 2016

Na závěr bych rád poděkoval mému vedoucímu práce Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za odborné vedení a konzultace k méjí bakalářské práci.

